



Technische
Universität
Braunschweig



Dipl.-Ing. Hannes Nitschke

Erschließung von Wirkungsgrad- potenzialen aufgeladener Ottomotoren mittels Ladungsverdünnung

Berichte aus dem ivb | Band 4 | Braunschweig 2015

Erschließung von Wirkungsgradpotenzialen aufgeladener Ottomotoren mittels
Ladungsverdünnung

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Hannes Nitschke

aus (Geburtsort): Quedlinburg

eingereicht am: 18.09.2014

mündliche Prüfung am: 08.04.2015

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. P. Eilts
Prof. Dr.-Ing. H. Rottengruber

Berichte aus dem ivb

Band 4

Hannes Nitschke

**Erschließung von Wirkungsgradpotenzialen
aufgeladener Ottomotoren mittels Ladungsverdünnung**

Shaker Verlag
Aachen 2015

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Zugl.: Braunschweig, Techn. Univ., Diss., 2015

© Copyright Shaker Verlag 2015

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-3634-3

ISSN 2364-3862

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9

Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit in der Konzernforschung der Volkswagen AG in Wolfsburg, Abteilung Ottobrennverfahren Versuch.

Für die Übernahme der wissenschaftlichen Betreuung sowie der Förderung dieser Arbeit bedanke ich mich recht herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts, Leiter des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität Braunschweig.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber, Leiter des Instituts für Mobile Systeme der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, danke ich für sein Interesse an dieser Arbeit und für die Übernahme des Korreferates sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler, Leiter des Instituts für Thermodynamik der Technischen Universität Braunschweig, für den Vorsitz der Promotionskommission.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Fred Thiele, Leiter der Unterabteilung Ottobrennverfahren Versuch der Konzernforschung der Volkswagen AG, für das entgegengebrachte Vertrauen, seine Unterstützung und die Ermöglichung zur Anfertigung dieser Arbeit.

Weiterhin danke ich Herrn Dr.-Ing. Andreas Grote für die fachliche Betreuung, Anregungen und Hilfestellungen sowie sein persönliches Engagement und die immer fortwährende Motivation.

Für die stets kollegiale und freundschaftliche Atmosphäre will ich außerdem allen Kollegen der Antriebsforschung der Volkswagen AG meinen persönlichen Dank aussprechen. Es war eine sehr schöne und lehrreiche Zeit für mich. Hervorheben möchte ich Herrn Wolfgang Schlüter, der einen besonderen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit geleistet hat.

Meiner Verlobten Julia danke ich für Ihre stetige Unterstützung und das entgegengebrachte Verständnis während der Erstellung der vorliegenden Arbeit.

München, im Juli 2014

Hannes Nitschke

„Die Wissenschaft ist der Verstand der Welt, die Kunst ihre Seele“

Maxim Gorki

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen AG.

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit werden die Wirkungsgradpotenziale einer Ladungsverdünnung mit Abgas betrachtet. Die Anwendung dieser Technologie erfolgt dabei an einem aufgeladenen Ottomotor mit geringem Hubraum zum Antrieb von Kraftfahrzeugen. Die Bewertung beruht hauptsächlich auf der Grundlage einer nulldimensionalen Brennverfahrensanalyse messtechnisch erfasster Daten.

Zunächst werden die zwei Möglichkeiten zur Ladungsverdünnung, die Zumischung von Luft und Abgas zur Ansaugluft, vorgestellt und miteinander verglichen. Aus der Abwägung von Vor- und Nachteilen geht die Abgasrückführung als das favorisierte und im weiteren Verlauf näher betrachtete Konzept hervor. Von besonderer Bedeutung ist dabei die Emissionsproblematik. Bei der Ladungsverdünnung mit Luft sind spezielle Verfahren zur Abgasnachbehandlung zur Reduktion der Stickoxidemissionen notwendig. Dagegen ist bei einer Abgasrückführung der Einsatz eines konventionellen Dreiwegekatalysators möglich.

In Abhängigkeit der Last des Motors bieten sich verschiedene Alternativen zur Applizierung einer Ladungsverdünnung mit Abgas an dem Versuchsmotor an. In der oberen Teillast und Voll-Last ist die gekühlte externe Abgasrückführung Erfolg versprechend. Hierbei wird einzeln auf die Verluste durch reale Schwerpunktlage, reale Kalorik sowie reale HC- und CO-Emissionen eingegangen. In der unteren und mittleren Teillast konkurrieren die Konzepte der internen und externen Abgasrückführung miteinander. Es sind in diesem Lastbereich vor allem die Auswirkungen der Abgasrückführung auf die Verluste durch Ladungswechsel, realen Brennverlauf, reale Kalorik sowie reale HC- und CO-Emissionen von Interesse. Erstmals wird dabei durch eine zweidimensionale Darstellungsweise ein direkter Vergleich der beiden Strategien zur Abgasrückführung bei beliebigen Mischungsverhältnissen möglich. Darüber hinaus ist der effektive Wirkungsgrad in den jeweiligen Lastbereichen ein wichtiger Bestandteil der Untersuchungen.

Aus den Betrachtungen in der Voll-Last des Motors geht die Aufladung als das begrenzen- de Element des Wirkungsgradpotenzials durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas hervor. Aus diesem Grund erfährt das Thema eine besondere Aufarbeitung. Zum einen werden die Ursachen für die verschärften Anforderungen an die Aufladeaggregate anhand einer theoretischen Abhandlung dargelegt. Zum anderen dient ein Vergleich unterschiedlicher Aufladekonzepte zum Aufzeigen der Abhängigkeiten der Effizienz eines ladungsverdünnten Brennverfahrens in der Voll-Last von der Aufladung.

Weiterhin ist ein Diskurs zur Motorkonfiguration bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas ein elementarer Bestandteil der vorliegenden Arbeit. Hierbei werden erstmalig die Abhängigkeiten des effektiven Wirkungsgrades eines Ottomotors von wichtigen Ausle- gungsparametern für das Brennverfahren im Kontext einer Ladungsverdünnung mit Abgas diskutiert. Das sind im Einzelnen das Verdichtungsverhältnis, die durch die Einlasska-

nalgeometrie generierte Ladungsbewegung als auch die Kühlmitteltemperatur. Es lassen sich durch diese Untersuchungen Schlussfolgerungen auf grundlegende Kriterien zur wirkungsgradoptimalen Auslegung eines ladungsverdünnten Brennverfahrens ziehen.

Abstract

In the present work the efficiency potential of a charge dilution with exhaust gas is considered. This technology is applied to a turbocharged SI-engine with small displacement for passenger car applications. The evaluation is mainly based on a zero-dimensional combustion analysis of measured data.

First of all the two possibilities for the charge dilution, the admixture of air and exhaust gas to the intake air, are presented and compared to each other. From weighting advantages and disadvantages the exhaust gas recirculation is selected as the favored concept and will subsequently be considered in greater detail. In this case the emission problems are of special interest. The charge dilution with air requires specific technologies for the exhaust aftertreatment in order to reduce nitrogen oxide. However, the use of a conventional three way catalytic converter in the case of an exhaust gas recirculation is possible.

Depending on the load of the engine different calibration alternatives of a charge dilution with exhaust gas on the engine are applicable. In the high part load and full load the cooled external exhaust gas recirculation is promising. Emphasis is put to the losses due to real 50%MFB-position, real calorifics as well as real HC- and CO-emissions. At lower and medium part load internal and external exhaust gas recirculation compete with each other. It is particularly the effects of the exhaust gas recirculation in this load range on the losses due to gas exchange, real burn function, real calorifics as well as real HC- and CO-emissions, which are of interest. For the first time a direct comparison of the two strategies to the exhaust gas recirculation at arbitrary mixture ratios becomes possible through a two-dimensional representation. In addition the effective efficiency is an important ingredient of the studies in the respective load ranges.

The investigation at wide open throttle exhibit, that charging becomes the limiting factor for the efficiency potential of a charge dilution with exhaust gas. For this reason the topic gets a special assessment. On the one hand the causes for increased requirements for the charging units are explained by means of a theoretical discourse. On the other hand a comparison of different charging concepts is used to show the dependencies of the efficiency of the combustion process at full-load.

Furthermore a discourse of the engine configuration at a charge dilution with exhaust gas is an elementary ingredient of the present work. Dependencies of the efficiency of a SI-engine on important layout parameters are discussed for the first time for the combustion process in the context of a charge dilution with exhaust gas. Parameters in detail are the compression ratio, the charge motion generated by the inlet port geometry as well as the coolant temperature. From these studies conclusions for basic criteria for an optimum layout with respect to efficiency of a SI-engine with charge dilution can be drawn.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	vii
Abstract	ix
Abbildungsverzeichnis	xiii
Tabellenverzeichnis	xix
Nomenklatur	xxi
1 Einleitung	1
1.1 Zielsetzung und Randbedingungen	2
1.2 Stand der Technik	3
2 Methode zur thermodynamischen Brennverfahrensanalyse	5
2.1 Modellierung und Bilanzierung des Brennraumes	5
2.2 Druckverlaufsanalyse	10
2.3 Arbeitsprozessrechnung	15
2.4 Verlustanalyse	16
2.4.1 Verlustanteile	16
2.4.2 Darstellungsarten	22
3 Versuchsaufbau	27
3.1 Versuchsaggregat	27
3.2 Messtechnik	30
4 Verlustanalyse eines Downsizing-Konzeptes	33
4.1 Charakteristische Lastpunkte	35
4.2 Wirkungsgrad-Faktoren	40
5 Ladungsverdünnung als Maßnahme zur Wirkungsgradsteigerung	43
5.1 Verfahren	43
5.2 Wirkung	47
5.3 Bewertung	54
6 Wirkungsgradpotenziale der Ladungsverdünnung mit Abgas	57
6.1 Einflussfaktoren in der unteren und mittleren Teillast	57
6.1.1 Ladungswechsel	62

6.1.2	Brennverlauf	65
6.1.3	Prozesstemperaturen	67
6.1.4	HC- und CO-Emissionen	70
6.2	Effektiver Wirkungsgrad in der unteren und mittleren Teillast	71
6.3	Einflussfaktoren in der Voll-Last	77
6.3.1	Schwerpunktlage der Verbrennung	78
6.3.2	Verbrennungs- und Abgastemperaturen	81
6.4	Effektiver Wirkungsgrad in der Voll-Last	84
7	Untersuchung zur Aufladung bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas	89
7.1	Arbeitspunkte von Turbine und Verdichter	89
7.2	Vergleich unterschiedlicher Aufladekonzepte	98
7.2.1	Eckmoment	99
7.2.2	Nennleistung	102
8	Diskurs zur Motorkonfiguration bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas	107
8.1	Einflussparameter in der unteren und mittleren Teillast	107
8.1.1	Verdichtungsverhältnis	108
8.1.2	Ladungsbewegung	113
8.1.3	Kühlmitteltemperatur	118
8.2	Einflussparameter in der Voll-Last	120
8.2.1	Verdichtungsverhältnis	121
8.2.2	Ladungsbewegung	128
8.2.3	Kühlmitteltemperatur	132
8.3	Schlussfolgerungen	135
9	Zusammenfassung	139
Anhang		145
A	Zwei-Zonen-Modell von Heider	146
B	Berechnung des Energieinhaltes der Abgasemissionen	147
C	Temperatur- und Druckabhängigkeit der Stoffeigenschaften	148
D	Ausgleichsgeraden der AI50-Lagen aus Abschnitt 6.3.1	148
E	Effektives Verdichtungsverhältnis und idealer Wirkungsgrad	149
F	Herleitung der I. Turboladerhauptgleichung	150
G	Berechnung strömungsmechanischer Größen	151
Literaturverzeichnis		153

Abbildungsverzeichnis

1.1	Einordnung des Inhaltes dieser Arbeit in die Technologiepfade zur Effizienzsteigerung (ohne Berücksichtigung der Reibung, in Anlehnung an Hunger [Hun10])	2
2.1	Nulldimensionales Ein-Zonen-Modell des Brennraumes	6
2.2	Beispiel für einen Brennverlauf und der zugehörigen Umsatzrate mit den Kenngrößen: ZZP, AI05, AI50 und AI90	12
2.3	Teilschritte der Verlustanalyse: (a) Idealprozess, (b) Reale Ladung	18
2.4	Teilschritte der Verlustanalyse: (a) Reale Schwerpunktlage, (b) Reale HC- und CO-Emissionen	19
2.5	Teilschritte der Verlustanalyse: (a) Realer Brennverlauf, (b) Reale Kalorik	20
2.6	Teilschritte der Verlustanalyse: (a) Realer Hochdruck-Prozess, (b) Realer Ladungswechsel	21
2.7	Darstellungsarten der Verlustanalyse: (a) Einzelwirkungsgrade, (b) Δ -Methode	23
2.8	Darstellungsarten der Verlustanalyse: Gütegrade	25
3.1	Schematische Übersicht der Aufladekomponenten sowie der Abgasrückführung des Versuchsmotors	27
3.2	Seiten- und Draufsicht der drei untersuchten Einlasskanalvarianten	29
3.3	Durchflussbeiwert und Tumblezahl für die drei untersuchten Einlasskanalvarianten	30
3.4	Mess-Stellenplan des Versuchsaufbaus	31
4.1	Relativer effektiver Wirkungsgrad eines Downsizing-Motors mit NEFZ-Betriebspunkten und Lastschnitten (in Anlehnung an Golloch [Gol05])	33
4.2	Vergleich der Gütegrade von Downsizing- und konventionellem Otto-Motor im NEFZ [Kub07]	34
4.3	Wirkungsgradketten charakteristischer Lastpunkte aus dem Kennfeld eines Downsizing-Motors	36
4.4	Gütegrade charakteristischer Lastpunkte: (a) Lastschnitt bei 2000 min^{-1} , (b) Drehzahlschnitt bei einem effektiven Mitteldruck von 18 bar	37
4.5	Umsatzraten und Gütegrade ausgewählter Betriebspunkte in der Teillast bei unterschiedlichen internen Abgasgehalten der Zylinderfüllung	38
4.6	Einflussfaktoren auf den Wirkungsgrad eines Motors, geordnet nach den Lastbereichen in denen sie wirksam sind	40

5.1	Varianten der internen Abgasrückführung: (a) Einlasskanalrückführung, (b) Auslasskanalrückführung, (c) Brennraumrückführung	44
5.2	Varianten zur Umsetzung der externen Abgasrückführung (in Anlehnung an Bunsen [Bun12])	45
5.3	Massebezogene Verdünnungsrate als Funktion des Verbrennungsluftverhältnisses und Abgasgehaltes [Fri07]	47
5.4	Abhängigkeit des Isentropenexponenten von dem Abgasgehalt und Verbrennungsluftverhältnis (in Anlehnung an Fricke [Fri07]): (a) unverbranntes Gemisch, (b) verbranntes Gemisch	48
5.5	Verlauf des Isentropenexponenten und der adiabaten Massenmitteltemperatur im Zylinder für unterschiedliche Zusammensetzungen der Zylinderladung	49
5.6	Verbrennungsparameter bei der Ladungsverdünnung mit Luft und Abgas (Konfiguration K V)	52
5.7	AI50-Lage und Abgastemperatur vor der Turbine für die Ladungsverdünnung mit Luft und Abgas (Konfiguration K V)	53
6.1	Parameterraum für die Nockenwellenverstellung mit den Punkten für einen schnellen Nockenwellenhaken	58
6.2	Interner Abgasgehalt bei 2000 min^{-1} als Funktion der Nockenwellensteuerzeiten bei unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken: (a) 2 bar, (b) 6 bar	59
6.3	Interner Abgasgehalt und Ansaugtemperatur vor dem Einlassventil bei einem schnellen Nockenwellenhaken (Konfiguration: Basis)	60
6.4	COV bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar	61
6.5	Ansaugdruck und Verlust durch Ladungswechsel bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar (Konfiguration: Basis)	63
6.6	Verlust durch Ladungswechsel bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 6 bar (Konfiguration: Basis)	64
6.7	Differenz zwischen Umgebungsdruck und Ansaug- sowie Abgasdruck bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 6 bar (Konfiguration: Basis)	64
6.8	Brenndauer bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar	65
6.9	Verlust durch realen Brennverlauf bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar	66
6.10	Maximale Massenmitteltemperatur bei unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken und 2000 min^{-1} (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar	67
6.11	Verlust durch Wandwärme bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar	68

6.12 Verlust durch reale Kalorik bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar	68
6.13 Druck- und Temperaturverlauf sowie Brennverlauf und Wandwärmestrom für unterschiedliche Abgasgehalte (Konfiguration: Basis)	69
6.14 Verlust durch reale HC- und CO-Emissionen bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar	70
6.15 Reibarbeit bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar	72
6.16 Verlust durch Reibung bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar	72
6.17 Effektiver Wirkungsgrad bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar	73
6.18 Gütegrade für charakteristische Punkte des effektiven Wirkungsgradkennfeldes in der unteren und mittleren Teillast (Konfiguration: Basis)	74
6.19 Effektiver Wirkungsgrad für den zweiten Teil des schnellen Nockenwellenhakens bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar	75
6.20 Gütegrade der Bestpunkte der effektiven Wirkungsgradkennfelder des ersten und zweiten Teiles des schnellen Nockenwellenhakens in der unteren und mittleren Teillast (Konfiguration: Basis)	75
6.21 AI50-Lage und Verlust durch reale Schwerpunktlage bei kleinen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)	79
6.22 AI50-Lage und Verlust durch reale Schwerpunktlage bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)	80
6.23 Maximale Massenmitteltemperatur und Verlust durch reale Kalorik bei kleinen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)	81
6.24 Maximale Massenmittel- und Abgastemperatur bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)	82
6.25 Verlust durch reale Kalorik und reale HC- und CO-Emissionen bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)	83
6.26 Gütegradkette sowie Gesamtgütegrad und mechanischer Wirkungsgrad für unterschiedliche externe Abgasgehalte (Konfiguration: Basis)	84
6.27 Hochdruck-Mitteldruck und zusätzlicher Wirkungsgradverlust durch reale Schwerpunktlage und Reibung (Konfiguration: Basis)	86
6.28 Effektiver Wirkungsgrad und indizierter Mitteldruck bei kleinen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)	87
6.29 Effektiver Wirkungsgrad und Gütegrade ausgewählter Punkte bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)	88

7.1	Abhängigkeit des Ansaugdruckes und der spezifischen Gaskonstante von dem theoretisch notwendigen Wirkungsgradgewinn durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas sowie dem externen Abgasgehalt	90
7.2	Veränderung des Druckes vor der Turbine sowie wichtiger Einflussparameter bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas für den Fall einer konstanten Luftmasse und den zwei Randbedingungen einer konstanten und einer von dem externen Abgasgehalt abhängigen Temperatur vor der Turbine (Hochdruck-AGR)	93
7.3	Typische Verläufe des Wirkungsgrades und reduzierten Massenstromes einer Radialturbine für die Anwendung im Fahrzeug	94
7.4	Temperaturdifferenz zwischen Verdichterein- und -austritt und relative Änderung der spezifischen isentropen Verdichterarbeit bei Hoch- und Niederdruck-AGR	96
7.5	Gegenüberstellung des Druckes vor der Turbine sowie dessen Einflussparameter für eine Hoch- und Niederdruck-AGR unter der Randbedingung einer konstanten Luftmasse und von dem externen Abgasgehalt abhängigen Temperatur vor der Turbine	97
7.6	Effektiver Wirkungsgrad und Ladungswechsel-Mitteldruck für Abgasturbolader mit fester und variabler Turbinengeometrie (Konfiguration: Basis, K III)	99
7.7	Aufteilung der gesamten Antriebsarbeit des Kompressors, als Mitteldruck ausgedrückt, sowie Verdichter-, Kompressor- und Turbinendruckverhältnis (Konfiguration: Basis)	100
7.8	Effektiver Wirkungsgrad und Ladungswechsel-Mitteldruck für Abgasturbolader mit fester und variabler Turbinengeometrie (Konfiguration: Basis, K III)	103
7.9	Verdichter- und Turbinendruckverhältnis sowie Turboladerwirkungsgrad für Abgasturbolader mit fester und variabler Turbinengeometrie (Konfiguration: Basis, K III)	104
8.1	COV für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar (Konfiguration: Basis, K IV und K V)	108
8.2	Effektiver Wirkungsgrad für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar (Konfiguration: Basis, K IV und K V)	109
8.3	Effektiver Wirkungsgrad für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 6 bar (Konfiguration: Basis, K IV und K V)	110
8.4	Gütegrade bei maximalem internen und minimalem externen Abgasgehalt (Konfiguration: Basis, K IV und K V)	111

8.5	Umsatzraten sowie Temperaturen im Verbrannten und des Massenmittels bei maximalem internen und minimalem externen Abgasgehalt (Konfiguration: Basis und K V)	112
8.6	COV für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar (Konfiguration: Basis, K I und K II) . . .	114
8.7	Effektiver Wirkungsgrad für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei einem effektiven Mitteldruck von 2 bar und 2000 min^{-1} (Konfiguration: Basis, K I und K II)	115
8.8	Effektiver Wirkungsgrad für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei einem effektiven Mitteldruck von 6 bar und 2000 min^{-1} (Konfiguration: Basis, K I und K II)	115
8.9	Gütegrade für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei maximalem internen und unterschiedlichem externen Abgasgehalt (Konfiguration: Basis, K I und K II)	116
8.10	Umsatzraten für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei unterschiedlichen internen und externen Abgasgehalten (Konfiguration: Basis, K I und K II)	117
8.11	Effektiver Wirkungsgrad für unterschiedliche Kühlmitteltemperaturen bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar (Konfiguration: Basis)	118
8.12	Indizierter Wirkungsgrad für unterschiedliche Kühlmitteltemperaturen bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar (Konfiguration: Basis)	119
8.13	Gütegrade sowie Temperaturen im Verbrannten und des Massenmittels bei maximalem internen und minimalem externen Abgasgehalt (Konfiguration: Basis)	119
8.14	AI50-Lage und Verlust durch reale Schwerpunktlage für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 bei kleiner Drehzahl (Konfiguration: Basis, K IV und K V)	121
8.15	Effektiver Wirkungsgrad für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 bei kleinen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K IV und K V)	122
8.16	Gütegrade für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 bei kleinen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K IV und K V)	123
8.17	Umsatzraten und Massenmitteltemperaturen für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 (Konfiguration: Basis, K IV und K V)	124
8.18	AI50-Lage und Abgastemperatur für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 bei stöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis (Konfiguration: Basis, K IV und K V)	125
8.19	Effektiver Wirkungsgrad für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K IV und K V)	126

8.20	Gütegrade für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K IV und K V)	126
8.21	Verbrennungsluftverhältnis und AI50-Lage für Verdichtungsverhältnisse von 9.5 und 10.5 bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K IV und K V)	127
8.22	AI50-Lage und Verlust durch reale Schwerpunktlage für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei kleiner Drehzahl (Konfiguration: Basis, K I und K II)	128
8.23	Effektiver Wirkungsgrad für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei kleinen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K I und K II)	129
8.24	Gütegrade für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei geringen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K I und K II)	130
8.25	Effektiver Wirkungsgrad für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K I und K II)	131
8.26	Gütegrade für Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K I und K II)	132
8.27	Effektiver Wirkungsgrad für unterschiedliche Kühlmitteltemperaturen bei geringen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)	133
8.28	Gütegradketten ausgewählter Punkte für unterschiedliche Kühlmitteltemperaturen (Konfiguration: Basis)	133
8.29	Effektiver Wirkungsgrad für unterschiedliche Kühlmitteltemperaturen bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)	134
C.1	Temperatur- und Druckabhängigkeit des Isentropenexponenten für ausgewählte Gasgemische nach dem Berechnungsmodell von Grill [Gri06, Gri08]: (a) Luft, (b) Abgas mit stöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis . .	148
D.2	AI50-Lage und lineare Ausgleichsgerade bei kleinen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)	148
D.3	AI50-Lage und lineare Ausgleichsgerade bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)	149
E.4	Effektives Verdichtungsverhältnis und daraus resultierender Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses in Abhängigkeit des Kurbelwinkels ($\kappa = 1.4$, Konfiguration: Basis)	149
G.5	Zusammenhänge zwischen Eigentemperatur sowie dynamischer, statischer und totaler Temperatur (nach [Kra08])	151

Tabellenverzeichnis

3.1	Technische Daten des Basismotors	28
3.2	Übersicht der Derivate des Basismotors	28
4.1	Energetische Verlustanalyse charakteristischer Lastpunkte bei 2000 min^{-1} in Ergänzung zu Abbildung 4.4 (a)	39
5.1	Einfluss der Stoffeigenschaften bei Ladungsverdünnung mit Luft und Abgas auf die Verluste durch reale Ladung und reale Kalorik ($\epsilon = 10$, $T_0 = 293.15 \text{ K}$, Normierung auf gleiche Volumenänderungsarbeit für Verlust durch reale Kalorik)	48
5.2	Gegenüberstellung der positiven und negativen Eigenschaften der Ladungs- verdünnung mit Luft und Abgas	54
6.1	Auflistung des gesamten Abgasgehaltes der Vergleichspunkte V2, V3, V5, V6, V7 und V8 sowie deren Zusammensetzung aus internem und externem Abgasgehalt (vgl. Gleichung (5.2), (5.3) und (5.4))	76

Nomenklatur

Neben den hier aufgeführten Formelzeichen finden noch weitere im Text Verwendung. Diese haben jedoch nur lokale Bedeutung und werden an entsprechender Stelle erklärt.

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
c	[J/kgK]	spezifische Wärmekapazität
h	[J/kg]	spezifische Enthalpie
h	[m]	Weg
m	[kg]	Masse
n	[min ⁻¹]	Drehzahl
p	[bar]	Druck
u	[J/kg]	spezifische innere Energie
v	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit
w	[J/kg]	spezifische Arbeit
x	[–]	Anteil
A	[m ²]	Fläche
$AI05$	[°KW]	5 %iger Energieumsatz
$AI50$	[°KW]	50 %iger Energieumsatz
$AI90$	[°KW]	90 %iger Energieumsatz
As	[°KWnLWOT]	Auslassventil schließt
COV	[%]	<i>engl.</i> : Coefficient Of Variation; Variationskoeffizient
BD	[°KW]	Brenndauer
$Eö$	[°KWnLWOT]	Einlassventil öffnet
G	[–]	Gütegrad
H	[J/kg]	Heizwert
K	[–]	Parameter
L	[–]	Luftbedarf
M	[Nm]	Drehmoment
P	[W]	Leistung
Q	[J]	Wärme
R	[J/kgK]	spezifische Gaskonstante
RF	[–]	<i>engl.</i> : Recovery-Factor; Rückgewinnungs-Faktor
T	[K]	Temperatur
T	[–]	Tumble
U	[J]	innere Energie
V	[–]	massebezogene Verdünnungsrate

V	$[\text{m}^3]$	Volumen
W	$[\text{J}]$	Arbeit
ZZP	$[\text{°KW}]$	Zündzeitpunkt
α	$[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$	Wärmeübergangskoeffizient
ϵ	$[-]$	Verdichtungsverhältnis
η	$[-]$	Wirkungsgrad
κ	$[-]$	Isentropenexponent
λ	$[-]$	Verbrennungsluftverhältnis
μ	$[-]$	Durchflussbeiwert
π	$[-]$	Druckverhältnis, in Verbindung mit Index
π	$[-]$	Kreiszahl
ρ	$[\text{kg}/\text{m}^3]$	Dichte
φ	$[\text{°KW}]$	Kurbelwinkel
ω	$[\text{s}^{-1}]$	Winkelgeschwindigkeit
Δ	$[-]$	Differenz

Indizes

-	gemittelt
·	zeitliche Ableitung
0	Normbedingungen, Ausgangspunkt
1	Zustand vor dem Verdichter/der Blende
2	Zustand nach dem Verdichter/der Blende
3	Zustand vor der Turbine
4	Zustand nach der Turbine
a	austretend
abg	Abgas
agr	zurückgeführtes Abgas
anf	Anfettung
ans	Ansaugluft
atl	Abgasturbolader
b	Brennstoff
bb	Blow-By
c	Kompressor
dyn	dynamisch
e	eintretend, in Verbindung mit Formelzeichen m
e	extern, in Verbindung mit Formelzeichen x

<i>eff</i>	effektiv
<i>ei</i>	eigen
<i>ex</i>	Expansion
<i>g</i>	Gemisch, in Verbindung mit Formelzeichen T
<i>g</i>	Gütegrad, in Verbindung mit Formelzeichen η
<i>gas</i>	Gas
<i>ges</i>	gesamt
<i>h</i>	Heiz-, in Verbindung mit Formelzeichen Q
<i>h</i>	Hub, in Verbindung mit Formelzeichen V
<i>hc + co</i>	HC und CO
<i>hd</i>	Hochdruck
<i>i</i>	intern
<i>id</i>	ideal
<i>ind</i>	indiziert
<i>is</i>	isentrop
<i>kom</i>	Kompression
<i>krit</i>	kritisch
<i>kw</i>	Kühlwasser
<i>l</i>	Luft
<i>lw</i>	Ladungswechsel
<i>m</i>	mechanisch, in Verbindung mit Formelzeichen η
<i>m</i>	Mittel-, in Verbindung mit Formelzeichen T , η_t , η_v
<i>max</i>	maximal
<i>mm</i>	Massenmittel
<i>n</i>	Laufvariable
<i>p</i>	isobar
<i>q</i>	Querschnitt
<i>r</i>	Reibung
<i>rbvl</i>	realer Brennverlauf
<i>rel</i>	relativ
<i>rk</i>	reale Kalorik
<i>rl</i>	reale Ladung
<i>rspl</i>	reale Schwerpunktlage
<i>s</i>	Saugrohr
<i>st</i>	statisch, in Verbindung mit Formelzeichen p , T
<i>st</i>	stöchiometrisch, in Verbindung mit Formelzeichen L
<i>t</i>	total, in Verbindung mit Formelzeichen p , T
<i>t</i>	Turbine, in Verbindung mit Formelzeichen m , P , η , π
<i>th</i>	theoretisch
<i>u</i>	unterer

<i>um</i>	umgesetzt
<i>uv</i>	unverbrannt
<i>v</i>	isochor, in Verbindung mit Formelzeichen <i>c</i>
<i>v</i>	Ventil, in Verbindung mit Formelzeichen <i>h</i>
<i>v</i>	verbrannt, in Verbindung mit Formelzeichen <i>x</i>
<i>v</i>	verdampft, in Verbindung mit Formelzeichen <i>Q</i>
<i>v</i>	Verdichter, in Verbindung mit Formelzeichen <i>m, P, η, π</i>
<i>vb</i>	Verbrennungsbeginn
<i>ve</i>	Verbrennungsende
<i>w</i>	Wand
<i>ww</i>	Wandwärme
<i>x</i>	universell
<i>z</i>	Zahl
<i>zu</i>	zugeführt
<i>zus</i>	zusätzlich
<i>zyl</i>	Zylinder

Abkürzung	Bedeutung
------------------	------------------

ext.	extern
int.	intern
n	nach

AGR	Abgasrückführung
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
EKV	Einlasskanalvariante
FTG	feste Turbinengeometrie
HC	Kohlenwasserstoff
HD-AGR	Hochdruck-AGR
KW	Kurbelwinkel
LWOT	Ladungswechsel-OT
ND-AGR	Niederdruck-AGR
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NO _x	Stickoxide
OT	oberer Totpunkt
Pkt.	Punkt
UT	unterer Totpunkt
VTG	variable Turbinengeometrie
ZOT	Zünd-OT

1 Einleitung

Der Verbrennungsmotor ist derzeit der vorherrschende Antrieb für Kraftfahrzeuge. Im Spannungsfeld der zunehmenden Konkurrenz durch elektrifizierte Antriebe, der Diskussion um CO₂-Emissionen und der kontinuierlich steigenden Kraftstoffpreise [Sta13] ist die Forschungsarbeit auf dem Gebiet der Brennverfahren weiterhin von hohem Interesse. Die beiden etablierten verbrennungsmotorischen Konzepte sind der Diesel- und der Ottomotor. Der Dieselmotor ist durch die vergleichsweise besseren Wirkungsgrade gekennzeichnet. Nachteilig ist jedoch die Abgaszusammensetzung. Sie verhindern den Einsatz eines Dreiwegekatalysators zur Abgasnachbehandlung, wie er am Ottomotor Anwendung findet. Insbesondere für die Konvertierung der Stickoxide sind aus diesem Grund weitreichende Maßnahmen zur Einhaltung der gesetzlichen Emissionsvorgaben notwendig. Weiterhin bestehen hohe Anforderungen im Hinblick auf die Partikelemissionen.

Gelingt es, ein ottomotorisches Brennverfahren mit dieseltypischen Wirkungsgraden unter der Beibehaltung der Einsatzbedingungen eines Dreiwegekatalysators zur Abgasnachbehandlung darzustellen, können die Vorteile beider Konzepte miteinander verbunden werden. Diesen Zielkonflikt aufzulösen ist sowohl Anregung als auch Bestandteil der vorliegenden Arbeit. Zur Lösung der Aufgabenstellung wird die Ladungsverdünnung vorgeschlagen. Als Versuchsaggregat dient dabei ein 4-Zylinder-Reihenmotor mit Einzelhubräumen von 347.5 cm³. Er besitzt eine kombinierte zweistufige Aufladung aus Kompressor und Abgasturbolader. Weitere Spezifikationen zu dem Versuchsaggregat und den daraus abgeleiteten Derivaten finden sich in Kapitel 3.

Die Untersuchung der Ladungsverdünnung als eine Möglichkeit zur Steigerung des Wirkungsgrades erfolgt mittels der thermodynamischen Brennverfahrensanalyse. Die theoretischen Grundlagen hierzu werden in Kapitel 2 vorgestellt. Den Kern der thermodynamischen Brennverfahrensanalyse bildet die Verlustanalyse. Sie ist das hauptsächlich verwendete Werkzeug zur Bewertung der Wirkungsgradpotenziale innerhalb dieser Arbeit. Durch sie ist es möglich, die Wirkung einer Ladungsverdünnung auf einzelne Anteile der gesamten Verlustkette des Brennverfahrens aufzuteilen und entsprechend zu quantifizieren.

Die thermodynamische Brennverfahrensanalyse wird gleichzeitig dafür angewandt, den Versuchsmotor ohne Ladungsverdünnung zu analysieren und die essenziellen Verluste herauszuarbeiten. Es folgt daraus eine Auswahl von charakteristischen Lastpunkten des Motors, die im weiteren Verlauf Gegenstand der Untersuchungen sind. Die Abhandlung dieses Themas beinhaltet Kapitel 4. Darauf aufbauend werden die unterschiedlichen Verfahren zur Ladungsverdünnung sowie deren Wirkung bezüglich der bedeutungsvollen Verluste der spezifischen Lastbereiche in Kapitel 5 betrachtet und miteinander verglichen.

Das nach den Bewertungskriterien favorisierte Verfahren zur Ladungsverdünnung ist

die Abgasrückführung. Sie wird in Kapitel 6 an dem Versuchsmotor umgesetzt und deren Potenziale zur Wirkungsgradsteigerung bewertet. Es erfolgt hierbei eine Einteilung in die untere und mittlere Teillast sowie die Voll-Last. Darin werden jeweils lastspezifische Verluste und der effektive Wirkungsgrad getrennt voneinander betrachtet. Im Fall der Voll-Last zeigt sich die Aufladung als der begrenzende Faktor für das durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas erzielbare Wirkungsgradpotenzial. Kapitel 7 greift aus diesem Grund das Thema Aufladung bei Ladungsverdünnung gesondert auf. Neben einer theoretischen Abhandlung werden auch Lösungsansätze durch den Vergleich unterschiedlicher Aufladekonzepte aufgezeigt. Die Untersuchungen zur Ladungsverdünnung mit Abgas münden in Kapitel 8 in einem Diskurs zu den Auslegungsparametern des Motors. Sie begründen sich aus den in den vorhergehenden Kapiteln herausgearbeiteten Erkenntnissen zu den positiven und negativen Auswirkungen einer Ladungsverdünnung mit Abgas auf das Brennverfahren. Das Ziel ist es hierbei, die optimale Motorkonfiguration für einen größtmöglichen effektiven Wirkungsgrad im gesamten Kennfeld des Motors zu finden.

1.1 Zielsetzung und Randbedingungen

Der vorliegende Beitrag beschäftigt sich damit, Wirkungsgradpotenziale an aufgeladenen Ottomotoren mit geringen Hubräumen zu erschließen. Das Ziel ist es dabei, ein Brennverfahren mit folgenden Eigenschaften darzustellen: Wirkungsgradoptimale Schwerpunkt-lagen der Verbrennung und keine unterstöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnisse im gesamten Motorkennfeld sowie geringste Ladungswechselverluste in der Teillast. Abbildung 1.1 enthält eine Übersicht der Technologiepfade zur Steigerung der Effizienz eines Ottomotors und ordnet den Inhalt dieser Arbeit darin ein. Im Vordergrund stehen hier-

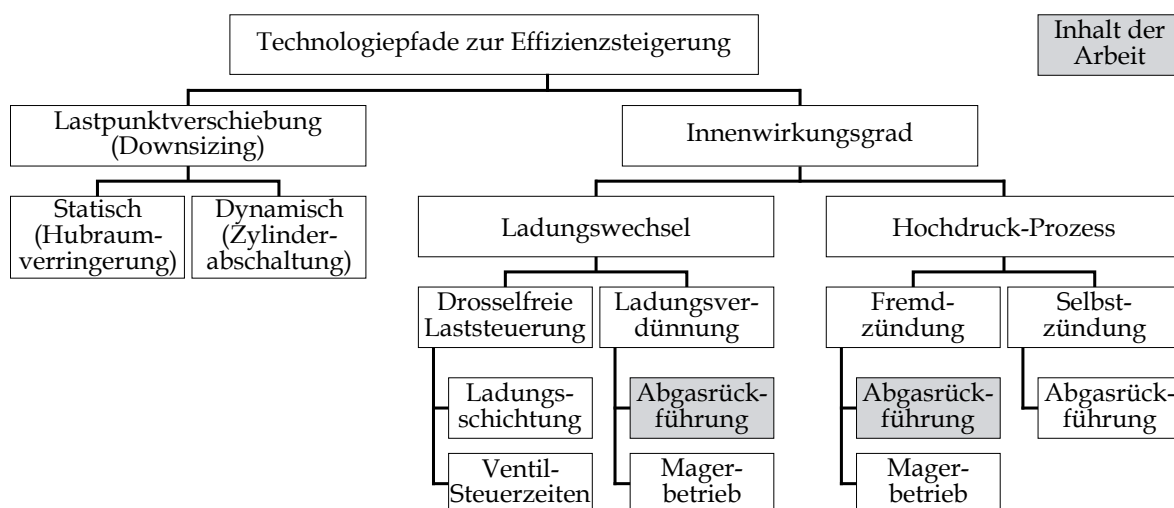


Abbildung 1.1: Einordnung des Inhaltes dieser Arbeit in die Technologiepfade zur Effizienzsteigerung (ohne Berücksichtigung der Reibung, in Anlehnung an Hunger [Hun10])

bei die Möglichkeiten zur Verbesserung des Innenwirkungsgrades. Durch die Festlegung der Motorkonfiguration auf aufgeladene Ottomotoren mit geringen Hubräumen besteht allerdings auch ein Zusammenhang zum linken Pfad der Lastpunktverschiebung.

Als Randbedingungen gelten die Vereinbarungen, dass ein Betrieb mit homogener Zylinderladung zu realisieren ist und keine Umschaltungen zwischen verschiedenen Brennverfahren für spezielle Lastbereiche auftreten dürfen. Weiterhin beruht die Bewertung der Wirkungsgradpotenziale in dieser Arbeit alleinig auf thermodynamischen Gesichtspunkten, d.h. es werden keine Mittel zur Steigerung des effektiven Wirkungsgrades durch die Verringerung der mechanischen Verluste angewandt. Gleichwohl sind die mechanischen Verluste aber ein Ergebnis der verwendeten Verlustanalyse. Die Auswirkungen einer Ladungsverdünnung auf die mechanischen Verluste werden somit ebenfalls evaluiert.

1.2 Stand der Technik

Die Ladungsverdünnung als eine Maßnahme zur Steigerung des Wirkungsgrades von Ottomotoren ist bereits durch eine Vielzahl von Veröffentlichungen dokumentiert. Ein Teil dieser Arbeiten widmet sich der Reduzierung der Ladungswechselverluste in der Teillast, insbesondere bei freisaugenden Ottomotoren. In diesem Teilgebiet wiederum beschäftigen sich diverse Arbeiten mit der gezielten Schichtung der Zylinderladung, sowohl bei der Ladungsverdünnung mit Luft (vgl. Grigo [Gri99]) als auch mit Abgas (vgl. Tielkes [Tie97], von Andrian [And00], Pöhls [Pöh01], Peters [Pet04]). Jene Arbeiten grenzen sich in ihrem Ziel gemäß der in Abschnitt 1.1 vorgestellten Randbedingung der homogenen Zylinderladung von den in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnissen ab. Gleichwohl adressieren sie die gleiche Problemstellung: Ab einer bestimmten Verdünnungsrate nehmen die Vorteile der Ladungsverdünnung wieder ab und kehren sich in Nachteile um. Genauer bewertet werden die Einflussfaktoren auf dieses Phänomen jedoch nicht. Des Weiteren finden sich Arbeiten, welche die Ladungsverdünnung in der Teillast mittels homogener Zylindergemische betrachten. Beispiele hierfür sind Südhaus [Süd88], Theissen [The89] und Scheele [Sch99]. Im Kontext der drosselfreien Laststeuerung mittels vollvariablen Ventiltriebes ist ebenfalls die Ladungsverdünnung mit Abgas ein Untersuchungsgegenstand, wie beispielsweise bei Löbber [Löb06]. Die Gemeinsamkeit aller genannten Arbeiten ist, dass eine gezielte Untersuchung und Bewertung der einzelnen Wirkmechanismen der Ladungsverdünnung nicht oder nach keiner einheitlichen Systematik durchgeführt wird.

Weiterhin finden sich in der Literatur Arbeiten, die bestimmte Randgebiete der Ladungsverdünnung betrachten. Hierbei steht sowohl die homogene als auch inhomogene Zylinderladung im Fokus. Liesen [Lie97] und Sarikoç [Sar09] sind Beispiele für die Abgasrückführung aus Emissionsgründen. In Böwing [Böw00] wird auf die Zündung und Entflammung sowie in Weller [Wel98] auf das Brennverhalten ladungsverdünnter Gemische abgestellt. In diesen Arbeiten finden sich jedoch keine Erkenntnisse zur Ursache für eine Wirkungsgradsteigerung.

Bei der ottomotorischen Selbstzündung ist die Abgasrückführung zur Beeinflussung der Temperaturen im Zylinder von Bedeutung. Diese Thematik wird beispielsweise in den Arbeiten von Sauer [Sau11] und Babic [Bab11] betrachtet. Auf die einzelnen Wirkmechanismen der Ladungsverdünnung zur Wirkungsgradsteigerung wird aber auch hier nicht näher eingegangen.

Wagner [Wag99] stellt eine Systematik zur Bewertung der Ladungsverdünnung, sowohl mit Luft als auch mit Abgas, in der Kreisprozessrechnung vor. Es wird hierbei aber lediglich in den Ladungswechsel-, thermischen und Gesamtwirkungsgrad unterschieden. Im Mittelpunkt stehen nur Teillastbetriebspunkte und keine vollumfängliche Kennfeldbetrachtung.

Untersuchungen zum Verhalten der Ladungsverdünnung in der Voll-Last finden sich für die Ladungsverdünnung mit Abgas beispielsweise in Thöne [Thö94], der den Einfluss auf die Klopfgrenze des Motors untersucht. Auf die Steigerung des Wirkungsgrades geht er jedoch nicht ein. Die Ladungsverdünnung mit Luft wird in Fricke [Fri07] sowohl in der Teil- als auch der Voll-Last behandelt. Allerdings wird auch hier das Potenzial nur hinsichtlich des Gesamtwirkungsgrades bewertet.

Aussagen zur Ladungsverdünnung mit extern zurückgeführtem gekühlten Abgas an modernen Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung und Turboaufladung sind in den Arbeiten von Hunger [Hun10], Bunsen [Bun12] und Guhr [Guh11] zu finden. Bunsen und Hunger stellen erstmals Ergebnisse der Systematik zur Verlustanalyse für eine Ladungsverdünnung vor, die auch in dieser Arbeit Anwendung findet. Sie beschränken sich jedoch auf einen oder wenige exemplarische Betriebspunkte und nur diskrete Abgasgehalte. Eine Bewertung der grundsätzlichen Zusammenhänge der Abgasrückführung bei unterschiedlichen Abgasgehalten und Zusammensetzungen geht hieraus nicht hervor. Die Arbeit von Guhr beschäftigt sich hauptsächlich mit aufgeladenen Betriebspunkten in der Voll-Last und lässt die Einflüsse in der Teillast unbeachtet. Auch hieraus sind keine Erkenntnisse zum gesamtheitlichen Verhalten der Abgasrückführung ableitbar.

In der vorliegenden Arbeit werden erstmals die grundlegenden Wirkmechanismen der Ladungsverdünnung für den gesamten Kennfeldbereich eines aufgeladenen Ottomotors mit Direkteinspritzung identifiziert. Speziell für die Abgasrückführung werden die unterschiedlichen Verfahren in der Teil- und Voll-Last hinsichtlich ihrer Eignung zur Steigerung des Wirkungsgrades untersucht. Hierfür findet eine allgemeingültige Systematik zur Verlustanalyse Anwendung. Sie ermöglicht die Quantifizierung der verschiedenen Wirkmechanismen der Ladungsverdünnung. Weiterhin werden wichtige Einflussfaktoren auf das Brennverfahren variiert. Das sind das Verdichtungsverhältnis, die Intensität der Zylinderinnenströmung und die Kühlmitteltemperatur. Auch dafür wird die Systematik zur Verlustanalyse als Bewertungsmittel eingesetzt. Durch dieses Vorgehen werden erstmalig die grundlegenden Zusammenhänge und Abhängigkeiten der Ladungsverdünnung untersucht und bewertet.

2 Methode zur thermodynamischen Brennverfahrensanalyse

Um die Abläufe innerhalb eines Verbrennungsmotors beschreiben zu können, wird im Rahmen dieser Arbeit die Methode der thermodynamischen Brennverfahrensanalyse angewandt. Die Komponenten dieser Methode sind die Modellierung und Bilanzierung des Brennraumes, die Druckverlaufsanalyse, Arbeitsprozessrechnung und Verlustanalyse. Erstere bildet die Grundlage zur Bestimmung der Massen- und Energieströme. Sie ist Voraussetzung für die Durchführung der Druckverlaufsanalyse als auch der Arbeitsprozessrechnung. Mit deren Hilfe können die Kenngrößen der Energiefreisetzung eines Brennverfahrens charakterisiert werden. Beide Komponenten sind wiederum Ausgangspunkt für die Verlustanalyse. Sie ist für die Darstellung der Effizienz eines Brennverfahrens und dessen Teilschritte notwendig und bildet das zentrale Element zur Bewertung von Wirkungsgradpotenzialen in dieser Arbeit.

2.1 Modellierung und Bilanzierung des Brennraumes

Der Zylinder eines Verbrennungsmotors wird thermodynamisch als ein instationäres offenes System angesehen, bei dem die Brennraumwände, der Kolben sowie die Ventile die Systemgrenzen bilden. Das Modell des Brennraumes ist in Abbildung 2.1 grafisch dargestellt. In dem gezeigten Ein-Zonen-Modell des Brennraumes wird bei der Modellierung von einem ideal gerührten Behälter ausgegangen [Mer09]. Das bedeutet, dass lediglich eine perfekt gemischte homogene Phase existiert.

Weitergehende Überlegungen führen zu der Einführung mehrerer Zonen, wie beispielsweise von Heywood [Hey88], Hohlbaum [Hoh92] oder Heider [Hei96] vorgeschlagen. Der Vorteil eines Mehrzonen-Modells liegt in der realistischeren Beschreibung der Temperaturverteilung, wodurch beispielsweise die Berechnung von Stickoxid-Entstehungsprozessen möglich wird. Das in dieser Arbeit verwendete Modell nach Heider teilt den Brennraum in eine verbrannte und eine unverbrannte Zone ein. Hierbei wird von einem Zwei-Zonen-Modell gesprochen. Aus Komplexitätsgründen beschränken sich die folgenden Erläuterungen zum System Brennraum auf ein Ein-Zonen-Modell. Für vertiefende Ausführungen wird auf Merker et al. [Mer09], Heider [Hei96] und Anhang A verwiesen.

Zur thermodynamischen Beschreibung des in Abbildung 2.1 gezeigten Systems werden die Massen- und Energiebilanz aufgestellt. Die nulldimensionale Betrachtungsweise indiziert dabei die Unabhängigkeit der physikalischen Größen von dem Ort [PKS09]. Alle

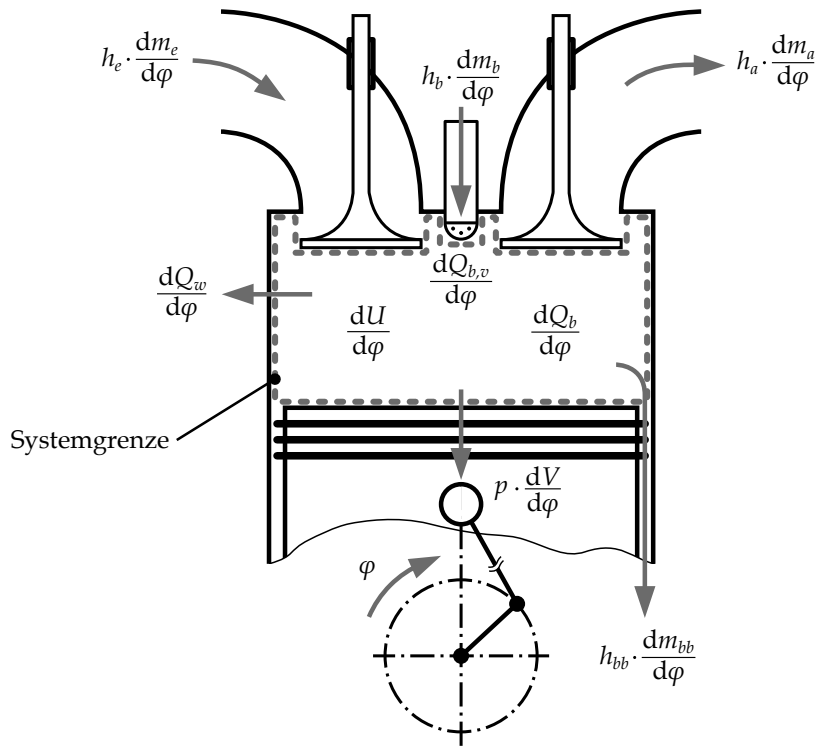


Abbildung 2.1: Nulldimensionales Ein-Zonen-Modell des Brennraumes

Prozessgrößen sind damit nur von der Zeit abhängig. Über den Zusammenhang

$$d\varphi = \omega dt \quad (2.1)$$

mit: $\omega = 2\pi n$ Winkelgeschwindigkeit

kann die Zeitbasis auf den bei Hubkolbenmotoren üblichen Kurbelwinkel φ überführt werden. Die Gleichungen in differenzieller Form lauten für die Massenbilanz:

$$\sum_i \frac{dm_i}{d\varphi} = \frac{dm_e}{d\varphi} + \frac{dm_a}{d\varphi} + \frac{dm_{bb}}{d\varphi} + \frac{dm_b}{d\varphi} \quad i \in \{e, a, bb, b\} \quad (2.2)$$

mit:

$dm_e/d\varphi$	Einlass-Massenstrom
$dm_a/d\varphi$	Auslass-Massenstrom
$dm_{bb}/d\varphi$	Blow-By-Massenstrom
$dm_b/d\varphi$	Brennstoff-Massenstrom

und für die Energiebilanz:

$$\frac{dU}{d\varphi} + \frac{dQ_b}{d\varphi} = \frac{dQ_w}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_{b,v}}{d\varphi} + \sum_i h_i \frac{dm_i}{d\varphi} \quad i \in \{e, a, bb, b\} \quad (2.3)$$

mit:

$dU/d\varphi$	Verlauf der Änderung der inneren Energie
$dQ_b/d\varphi$	Verlauf der Brennstoffenergie-Freisetzung

$dQ_w/d\varphi$	Wandwärmestrom
$p dV/d\varphi$	innere Leistung
$dQ_{b,v}/d\varphi$	Brennstoff-Verdampfungswärmestrom
$\sum h_i dm_i/d\varphi$	Summe der Wärmeinhaltsströme

Als Vorzeichenkonvention für Gleichung (2.2) und (2.3) gilt, dass zugeführte Energien und Massen mathematisch positiv gewertet werden¹.

Die innere Energie U des Systems ist als Produkt aus der Masse m und der spezifischen inneren Energie u definiert. Nach der Regel für die partielle Differenziation folgt [Hei11]:

$$\frac{dU}{d\varphi} = m \frac{du}{d\varphi} + u \frac{dm}{d\varphi} \quad (2.4)$$

Die spezifische innere Energie hängt von der Temperatur T , dem Druck p und dem Verbrennungsluftverhältnis λ ab. Das totale Differenzial der spezifischen Energie lautet damit:

$$\frac{du}{d\varphi} = \frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{d\varphi} + \frac{\partial u}{\partial p} \frac{dp}{d\varphi} + \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\varphi} \quad (2.5)$$

Eine Vereinfachung erhält Gleichung (2.5) durch die Vernachlässigung der Abhängigkeit der spezifischen inneren Energie von dem Druck ($\partial u/\partial p \approx 0$) [Man09]. Weiterhin ist der Gradient $\partial u/\partial T$ als spezifische isochore Wärmekapazität c_v definiert. Es folgt daraus:

$$\frac{du}{d\varphi} = c_v \frac{dT}{d\varphi} + \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\varphi} \quad (2.6)$$

Aus dem Einsetzen von Gleichung (2.4) und (2.6) in die Energiebilanz aus Gleichung (2.3) sowie anschließendes Umformen resultiert die nachstehende Gleichung. Sie dient als Grundlage für weiter folgende Ausführungen.

$$m \left\{ c_v \frac{dT}{d\varphi} + \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\varphi} \right\} = -\frac{dQ_b}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_{b,v}}{d\varphi} + \sum_i (h_i - u_i) \frac{dm_i}{d\varphi} \quad i \in \{e, a, bb, b\} \quad (2.7)$$

Außerdem wird die thermische Zustandsgleichung für ideale Gase, $p V = m R T$, die eine Verknüpfung des Druckes p mit der Temperatur T ermöglicht, benötigt. Differenziert nach φ ergibt sich:

$$p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} = m R \frac{dT}{d\varphi} + m T \frac{dR}{d\varphi} + R T \frac{dm}{d\varphi} \quad (2.8)$$

Mit Hilfe von Gleichung (2.2), (2.7) und (2.8) kann das System Brennraum eindeutig berechnet werden. Zur Lösung des Gleichungssystems sind neben dem Bekanntsein aller Variablen zu einer definierten Anfangsbedingung die Masse m , die Zusammensetzung

¹ $dQ_b/d\varphi$ wird in dieser Arbeit als abgegebene Energie definiert

(charakterisiert durch das Verbrennungsluftverhältnis) und der Zustand des Arbeitsgases (Druck p , Temperatur T) notwendig. Weiterhin spielt der zeitliche Verlauf der umgesetzten Brennstoffwärme $dQ_b/d\varphi$, der auch als Brennverlauf bezeichnet wird, eine zentrale Rolle. Ist eine der vier genannten Größen (Masse, Zusammensetzung und Zustand des Arbeitsgases sowie der Verlauf der Wärmefreisetzung) bekannt, so können die anderen drei berechnet werden [PKS09].

Hierbei sind grundsätzlich zwei Herangehensweisen zu unterscheiden. Zum einen kann eine Druckverlaufsanalyse durchgeführt werden, welche durch die Messung des Zylinderdruckes eines Arbeitsspiels die Berechnung des Brennverlaufes ermöglicht. Zum anderen gibt es den umgekehrten Weg der Arbeitsprozessrechnung, die unter Vorgabe des Brennverlaufes auf die Bestimmung des Druckverlaufes und der daraus abgeleiteten wichtigen Motorkennzahlen wie z.B. die Leistung P und das Drehmoment M abzielt. In Abschnitt 2.2 und 2.3 erfolgt eine Vertiefung beider Verfahren. Auf die Gleichungen und Modelle, die von dem gewählten Berechnungsweg unabhängig sind, wird in den folgenden Ausführungen eingegangen.

Wandwärmestrom

Der Wandwärmestrom $dQ_w/d\varphi$ eines Verbrennungsmotors setzt sich aus einem konvektiven Anteil und einem Strahlungsanteil zusammen [Mer09]. Der Strahlungsanteil wird jedoch aus Gründen der Vereinfachung dem konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten α zugerechnet. Das ist bei Ottomotoren durchaus zulässig [Gol05]. Damit gilt für den Wandwärmübergang bei Ottomotoren der Newton'sche Ansatz in folgender Form:

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \frac{\alpha}{\omega} A(\varphi) (T_w - T_{gas}) \quad (2.9)$$

mit:	α	Wärmeübergangskoeffizient
	$A(\varphi)$	wärmeübertragende Brennraumoberfläche
	T_w	Wandtemperatur
	T_{gas}	Gastemperatur im Zylinder

Zur Berechnung des Wandwärmestromes sind die momentane Gastemperatur T_{gas} , welche aus der thermischen Zustandsgleichung (2.8) gewonnen werden kann, sowie die Brennraumwandtemperatur T_w notwendig. Jene wird in der Regel über das Arbeitsspiel gemittelt angegeben und beruht auf mit hohem Aufwand gemessenen oder geschätzten Werten [Chi99]. Eine Methode zur Vorausberechnung wird beispielsweise von Sargenti [Sar06] vorgeschlagen. Weiterhin ist der Wärmeübergangskoeffizient α von Bedeutung. Für diesen gibt es verschiedene halbempirische Ansätze (Woschni [Wos70], Hohenberg [Hoh80] und Bargende [Bar91]). In dieser Arbeit findet der Ansatz von Woschni Verwendung. Die benutzten mittleren Brennraumwandtemperaturen sind anhand der von Sargenti [Sar06] gezeigten Abhängigkeiten von der Kühlmittel- und Öltemperatur sowie auf der Grundlage vorliegender Oberflächenmesswerte für die verwendete Motorbaureihe bestimmt worden.

Stoffwerte des Arbeitsgases

Die für die thermodynamische Brennverfahrensanalyse wichtigen Stoffgrößen sind die Dichte ρ , die spezifische Gaskonstante R , die spezifische Enthalpie h und die innere Energie u . Weiterhin sind die spezifischen Wärmekapazitäten c_p und c_v sowie das Verhältnis beider, der Isentropenexponent κ , von Bedeutung. Diese Größen sind abhängig von dem Verlauf der Temperatur, des Druckes und der Gaszusammensetzung während der Verbrennung und des Ladungswechsels [Jae84].

Das in dieser Arbeit zur Anwendung kommende Stoffwertmodell ist ein Rauchgas-Modell, das auf einem Komponentenansatz für beliebige Kraftstoffe basiert und auf einer Gleichgewichtsrechnung aufbaut [GCBB07]. Für die kalorischen Eigenschaften des Kraftstoffdampfes wird das C/H/O-Atomverhältnis des Kraftstoffes als Eingabegröße verwendet [Eng09]. Die Frischluft wird als Mischung aus Stickstoff und Sauerstoff betrachtet und entsprechend des Komponentenansatzes als Abgas mit $\lambda = \infty$ behandelt [Gri08].

Ein- und Auslassmassenstrom

Die Bestimmung der ein- und austretenden Massenströme des Zylinders stellt einen wichtigen Teilschritt der Motorprozessrechnung dar. Hierdurch können die Zylindermasse und -zusammensetzung zum Zeitpunkt „Einlass schließt“ bestimmt werden. Diese sind als Ausgangsbedingungen für die Hochdruckrechnung erforderlich [PKS09, Wit99]. Die Durchflussgleichung von Saint Venant und Wantzel bildet die Berechnungsgrundlage für die über die Ventile ausgetauschten Massenströme.

$$\dot{m}_{th} = A_q \sqrt{2p_{01}\rho_{01}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (2.10)$$

mit:	A_q	Strömungsquerschnitt der Blende
	p_{01}	Ruhedruck vor Blende ($v = 0$)
	ρ_{01}	Dichte vor Blende ($v = 0$)
	p_2	Druck nach Blende

Der mittels Gleichung (2.10) berechnete Massenstrom steigt so lange an, bis die Schallgeschwindigkeit erreicht wird. Dieser Punkt ist durch das kritische Druckverhältnis gekennzeichnet.

$$\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)_{krit} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (2.11)$$

Des Weiteren gilt Gleichung (2.10) im engeren Sinn für einen isentropen drosselfreien Ausströmvorgang aus einem beruhigten Kessel. Dieser Zustand liegt in den Ladungswechselkanälen eines Verbrennungsmotors nicht vor. Um Drosselverluste zu berücksichtigen, wie sie durch Querschnittssprünge und Abrisskanten entstehen, wird der Durchflussbeiwert μ verwendet. Er ist als das Verhältnis aus dem gemessenen Massenstrom \dot{m} und dem theore-

tisch möglichen Massenstrom \dot{m}_{th} definiert und wird experimentell durch Strömungsmessungen ermittelt.

$$\mu = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad (2.12)$$

Ist der Durchflussbeiwert für die auftretenden Ventilhübe bekannt, so können mit Gleichung (2.10) die ein- und austretenden Gasmassenströme berechnet werden. Hierfür müssen die Stoffwerte und kurbelwinkelaufgelösten Drücke im Ansaug- und Abgassystem sowie im Zylinder vorliegen. Außerdem ist die Kenntnis der Ventilhubverläufe des Motors eine Voraussetzung. Sie werden neben der Auswahl des momentanen Durchflussbeiwertes auch zur Bestimmung der Strömungsquerschnitte A_q gebraucht.

Das Prinzip des beschriebenen Verfahrens wird als Füll- und Entleermethode bezeichnet. Das Ansaug- und Auslass-System stellt dabei einen Behälter dar, welcher von dem Zylinder intermittierend und zur Umgebung hin kontinuierlich geleert und gefüllt wird. Das Modell ist somit in der Lage, zeitliche Veränderungen zu beschreiben. Eine örtliche Auflösung von Schwingungen im Rohrsystem ist jedoch nicht möglich [Eng09].

Die bereits angesprochene Eigenschaft einer nulldimensionalen Betrachtungsweise beinhaltet bei der Analyse von ausgeführten Motoren ein Fehlerpotenzial, wenn es etwa aus konstruktiven Gründen nicht möglich ist, die Mess-Stellen in unmittelbarer Nähe zu den Ein- und Auslassventilen anzuordnen. Hierdurch ergibt sich ein Laufzeit- und Amplitudenunterschied zwischen dem am Ventil vorherrschenden und dem an der Mess-Stelle ermittelten Druck [Dre12]. Jener Einfluss verstärkt sich mit steigender Drehzahl des Motors [BGG⁺03]. In Köhler et al. [KBSS02] wird eine Validierung zwischen nulldimensionaler und eindimensionaler Betrachtungsweise vorgestellt. Die eindimensionale Betrachtungsweise ist dabei in der Lage, den zeitlichen Verlauf der Druckwellenausbreitung zu erfassen. Bis zu einer Drehzahl von 5000 min^{-1} konnte von Köhler et al. eine gute Übereinstimmung beider Verfahren mit einem maximalen Fehler von unter 1 % festgestellt werden. Damit ist der in dieser Arbeit betrachtete Drehzahlbereich abgedeckt und die Anwendung einer nulldimensionalen Ladungswechselrechnung somit zulässig. Für den Versuchsmotor wurde ergänzend dazu eine Validierung der nulldimensional berechneten Massenströme mittels einer eindimensionalen Ladungswechselrechnung durchgeführt. Hierbei kann das Ergebnis von Köhler et al. bestätigt werden.

2.2 Druckverlaufsanalyse

Die Druckverlaufsanalyse wird zur Untersuchung ausgeführter Motoren verwendet. Auf der Grundlage der Messung des kurbelwinkelaufgelösten Zylinderdruckes $p(\varphi)$ kann der Brennverlauf bestimmt werden. Aus diesem lassen sich relevante Parameter der Verbrennung ableiten. Dazu gehören der Beginn, die Dauer und das Ende der Verbrennung sowie die Brenngeschwindigkeit. Die allgemeine Gleichung für die Druckverlaufsanalyse ergibt

sich durch Umformung von Gleichung (2.7) zu:

$$\frac{dQ_b}{d\varphi} = -m c_v \frac{dT}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_{b,v}}{d\varphi} + \sum_i (h_i - u_i) \frac{dm_i}{d\varphi} - m \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\varphi} \quad (2.13)$$

Eine Relevanz für die Bestimmung des Brennverlaufes besitzt nur der Hochdruckteil des Arbeitsprozesses. Die über die Ladungswechselorgane ausgetauschten Massen sind in diesem Fall null. Weitere Vereinfachungen erhält Gleichung (2.13) unter Vernachlässigung des Blow-By-Massenstromes (vgl. Merker et al. [Mer09], Hoppe et al. [HWZ01]) sowie unter der Annahme, dass die Gemischbildung ausschließlich im Ladungswechsel stattfindet. Es ergibt sich damit:

$$\frac{dQ_b}{d\varphi} = -m c_v \frac{dT}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} \quad (2.14)$$

Mit Hilfe von Gleichung (2.8) in der Form:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{m R} \left\{ p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} - m T \frac{dR}{d\varphi} - R T \frac{dm}{d\varphi} \right\} \quad (2.15)$$

lässt sich der Term $dT/d\varphi$ in Gleichung (2.14) substituieren. Aufgrund der getroffenen Annahmen entfällt der Gradient der Masse in Gleichung (2.15). Es folgt hieraus die charakteristische Bestimmungsgleichung für die Druckverlaufsanalyse in vereinfachter Form:

$$\frac{dQ_b}{d\varphi} = -\frac{c_v}{R} \left(V \frac{dp}{d\varphi} - m T \frac{dR}{d\varphi} \right) - \left(1 + \frac{c_v}{R} \right) p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} \quad (2.16)$$

Aus der Integration des Brennverlaufes über den relevanten Kurbelwinkel-Bereich der Verbrennung resultiert der Verlauf der Energiefreisetzung in Abhängigkeit des Kurbelwinkels.

$$Q_b(\varphi) = \int_{\varphi_{vb}}^{\varphi} dQ_b(\varphi) \quad (2.17)$$

Eine gebräuchliche Darstellung liefert auch die Umsatzrate x_v , welche durch die Normierung von Gleichung (2.17) auf die insgesamt umgesetzte Kraftstoffenergie $m_{b,um} \cdot H_u$ entsteht.

$$x_v(\varphi) = \frac{\int_{\varphi_{vb}}^{\varphi} dQ_b(\varphi)}{m_{b,um} \cdot H_u} \quad (2.18)$$

Hierdurch können die Verbrennungsparameter von Betriebspunkten mit unterschiedlichem Kraftstoffverbrauch miteinander verglichen werden. Ein Beispiel für einen Brennverlauf mit der dazugehörigen Umsatzrate zeigt Abbildung 2.2. Es ist zu beachten, dass auch weitere Darstellungsarten wie beispielsweise die Normierung von Gleichung (2.17) auf die insgesamt zugeführte Brennstoffenergie $m_{b,ges} \cdot H_u$ gebräuchlich sind. Aus der Umsatzrate x_{v^*}

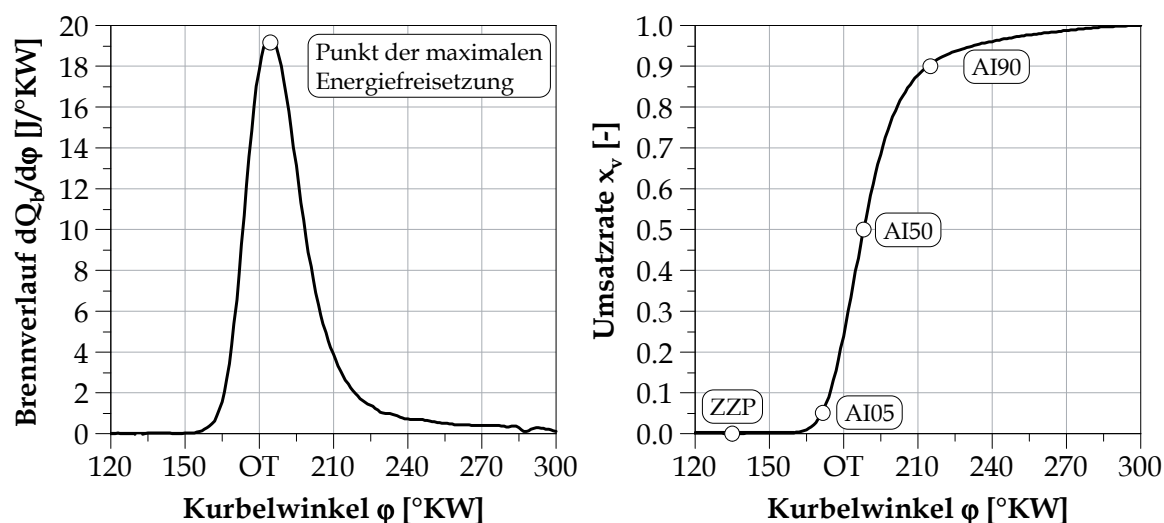


Abbildung 2.2: Beispiel für einen Brennverlauf und der zugehörigen Umsatzrate mit den Kenngrößen: ZZZP, AI05, AI50 und AI90

ist damit eine Quantifizierung der ungenutzten Kraftstoffenergie möglich. Da diese jedoch zu den Einzelverlusten eines Verbrennungsmotors gezählt werden kann, findet sie in Abschnitt 2.4 (Verlustanalyse) Betrachtung.

Die Marken AI05, AI50 und AI90 kennzeichnen in Abbildung 2.2 die Punkte mit 5, 50 und 90 %-Energieumsatz. Der Kurbelwinkel-Bereich zwischen dem Zündzeitpunkt (ZZP) und der AI05-Lage wird als Zündverzug, der Bereich zwischen der AI05- und AI90-Lage als Brenndauer (BD) definiert. Die AI50-Lage wird zur Charakterisierung der aus Sicht des Wirkungsgrades bestmöglichen Verbrennungslage genutzt. Die Kenntnis dieses Wertes für ein bestimmtes Brennverfahren kann im Versuchsbetrieb den Zeitbedarf zur Einstellung des wirkungsgradoptimalen Zündzeitpunktes minimieren [Bar95].

Die Bestimmung des Brennverlaufes als ein Ergebnis der Druckverlaufsanalyse ist jedoch mit einigem Rechen- und Modellaufwand verbunden. Obwohl sich bereits einige Forschungsarbeiten mit diesem Thema befasst und deren Realisierbarkeit nachgewiesen haben, ist die echtzeitfähige thermodynamische Motorprozessanalyse während des Motorbetriebes am Prüfstand noch nicht Stand der Technik (vgl. Ludwig [Lud11]).

Eine Alternativmöglichkeit zur Einstellung der optimalen Verbrennungslage ist das Kriterium der Spitzendrucklage nach Yoon [Yoo00] und Eriksson [Eri99]. Dieses Verfahren benötigt zur Bestimmung lediglich den Druckverlauf und ist daher von geringem Berechnungsaufwand, wodurch es echtzeitfähig ist. Untersuchungen zum Vergleich der Spitzendruck- und AI50-Lage zeigen jedoch Vorteile für die AI50-Lage auf, da die Spitzendrucklage sensibler auf unterschiedliche Randbedingungen wie Drehzahl, Last, Turbulenzintensität, Abgasgehalt oder geometrische Abmessungen eines Motors reagiert [TSG⁺11]. Da in dieser Arbeit eine versuchstechnische Bewertung aller genannten Einflussfaktoren stattfindet, wird die AI50-Lage verwendet.

Ein Näherungsverfahren zur echtzeitfähigen Bestimmung des AI50-Punktes beruht auf der Berechnung des Heizverlaufes $dQ_h/d\varphi$. Jener ist als Differenz aus dem Brennverlauf und dem Wandwärmestrom definiert.

$$\frac{dQ_h}{d\varphi} = \frac{dQ_b}{d\varphi} - \frac{dQ_w}{d\varphi} \quad (2.19)$$

In Kulzer et al. [KLKH09] wird festgestellt, dass der normierte Heizverlauf die Umsatzrate x_v unter stark vereinfachter Berechnung näherungsweise gut wiedergibt. Auch von Bargende [Bar95] wird die Heizverlaufsberechnung als qualitativ und quantitativ praktisch gleichwertige Methode vorgestellt, die bezüglich der AI50-Lage um maximal 1 °KW von der mit dem Brennverlauf bestimmten abweicht. Ansätze zur Berechnung des Heizverlaufes werden beispielsweise in Hohenberg und Lenz [Hoh82] sowie in Bargende [Bar91] diskutiert.

Neben der Bestimmung des Brennverlaufes liefert die Druckverlaufsanalyse weitere elementare Kenngrößen. Dazu gehören der Zylinderspitzendruck, der eine Aussage über die Bauteilbelastung zulässt, und die Volumenänderungsarbeit $p dV/d\varphi$. Durch die Integration der Volumenänderungsarbeit über das gesamte Arbeitsspiel kann die indizierte Arbeit W_{ind} ermittelt werden.

$$W_{ind} = \oint p dV \quad (2.20)$$

Sie ist von der Reibung des Motors unabhängig und somit für die thermodynamische Bewertung des Brennverfahrens des Motors von Bedeutung. Zusammen mit der aus dem Drehmoment gewonnenen effektiven Arbeit W_{eff} kann wiederum die Reibarbeit W_r berechnet werden.

$$W_{eff} = 4 \pi M \quad (2.21)$$

$$W_r = W_{ind} - W_{eff} \quad (2.22)$$

Zylinder-, Ein- und Auslassdruckmessung

Zur messtechnischen Bestimmung des Zylinderdruckes dienen piezoelektrische Druckaufnehmer. Dabei wird die physikalische Eigenschaft eines piezoelektrischen Körpers genutzt, dass eine mechanische Deformation zu einer proportionalen Änderung der elektrischen Polarisation führt [Mer09]. Dieses Signal kann abgegriffen und verstärkt werden, wodurch eine Erfassung der Druckänderung im Zylinder möglich ist [Wim02]. Schwierigkeiten bereiten hierbei die fehlende Zuordnung zum Absolutdruck-Niveau sowie das Auftreten von thermischer Drift (zyklische Temperaturdrift und Ladungswechseldrift). Weiterhin muss das Drucksignal dem Drehwinkel des Motors zugeordnet werden. Als Bezugspunkt wird der obere Totpunkt (OT) verwendet, welcher in dieser Arbeit mittels kapazitiven Sensors bestimmt wird.

Zur Verringerung der thermischen Drift werden, wie auch in dieser Arbeit, vielfach wasergekühlte Druckaufnehmer eingesetzt. Für die Zuordnung des Absolutdruck-Niveaus gibt es unterschiedliche Möglichkeiten, die sich bezüglich des Aufwandes, der Ergebnisqualität und des Anwendungsfeldes unterscheiden. Eine Übersicht hierzu findet sich in Merker et al. [Mer09]. Als besondere Eigenschaft der in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen können die unterschiedlichen Gaszusammensetzungen der Ansaugluft angeführt werden, wodurch beispielsweise die thermodynamische Nullpunktkorrektur nach Hohenberg [Hoh80] nicht sinnvoll ist. Es wird statt dessen das aufwendige, jedoch sehr genaue, Referenzpunktverfahren² mittels kurbelwinkelaufgelösten Saugrohrdruckes verwendet. Dabei wird der Druck zwischen dem maximalen Einlassventilhub und dem Ladungswechsel-UT gleich dem in diesem Bereich gemessenen Saugrohrdruckverlauf gesetzt [Mer09]. Sofern keine Ladungswechselrechnung analog zu Abschnitt 2.1 durchgeführt wird, ist für die Anwendung dieser Methode der Einsatz zusätzlicher Druckaufnehmer notwendig. Andernfalls entsteht hierbei kein messtechnischer Mehraufwand.

Für die Aufzeichnung der kurbelwinkelaufgelösten Drücke im Ansaug- und Abgassystem finden hauptsächlich piezoresistive Druckaufnehmer Verwendung. Bei diesem Messprinzip werden Widerstände zu einer Wheatstone-Messbrücke zusammengeschaltet. Durch Druckeinwirkung wird die Messbrücke verstimmt und es entsteht ein druckproportionales Ausgangssignal. Die Sensoren bestimmen den Absolutdruck direkt.

Auch hier kann es allerdings zu einer thermischen Drift kommen, die ihre Ursache in der erwärmungsbedingten Verformung des Druckaufnehmers hat. Auf der Einlass-Seite sind die Temperaturänderungen klein und der Effekt ist von untergeordneter Bedeutung. Für die Abgasdruckmessung ist er jedoch zu beachten. Von Daniel [Dan08] wird ein Verfahren zur Kompensation des systematischen Messfehlers vorgeschlagen, welches hier Verwendung findet. Die Niveaufkorrektur erfolgt mit Hilfe eines zusätzlichen Absolutdrucksensors, der an einer ausreichend langen Leitung ohne Massendurchfluss zum Schutz vor hohen Temperaturen angebracht ist. Für eine Stationärmessung wird der Mittelwert dieses Sensors über eine Messzeit von 30 s berechnet und mit dem Mittelwert über 200 Zyklen der Niederdruckindizierung im Abgassammler verglichen [Dan08].

Klopfanalyse

Das Klopfen gehört zu den unerwünschten Verbrennungsphänomenen bei Ottomotoren, da es zu einer starken mechanischen Belastung führt. Es kommt hierbei zu einer Selbstzündung im unverbrannten Gemischbereich, die eine explosionsartige Verbrennung des Gemischrestes hervorruft [EKP08]. Daraus resultiert eine Ausbreitung von Druckwellen sowie die Reflexion derer an den Brennraumwänden. Die entstehenden Schwingungen können durch den Zylinderdruckaufnehmer aufgezeichnet werden. Zur Auswertung wird das Drucksignal gefiltert und gleichgerichtet, sodass nur die Klopferschwingungen übrig bleiben [AVL10]. Als Ergebnis kann die aktuelle Klopfintensität des Motors sehr genau

²Dieses Verfahren kann nur bei ausreichend großem Ventilhub und -steuerzeit angewendet werden

quantifiziert werden. Das ist in dieser Arbeit für das wiederholte Einstellen der Klopfgrenze des Brennverfahrens unter sich ändernden Randbedingungen von enormer Bedeutung.

2.3 Arbeitsprozessrechnung

Die Arbeitsprozessrechnung ist die inverse Methode zur Druckverlaufsanalyse. Das bedeutet, dass unter der Vorgabe eines Brennverlaufes auf den Druckverlauf geschlossen werden kann. Der Arbeitsprozess eines Motors lässt sich damit simulieren. Hierdurch ist eine Vor-ausberechnung des Ladungswechsels und des Hochdruckteiles sowie Aussagen zur Leistungsabgabe, zum Wirkungsgrad und zur Gemischzusammensetzung möglich. Weiterhin ist die Arbeitsprozessrechnung für die Verlustanalyse wichtig, bei der sie unter definierten Randbedingungen gerechnet wird (vgl. Abschnitt 2.4). Als Berechnungsgrundlage dient wiederum Gleichung (2.7). Umgeformt für die Arbeitsprozessrechnung lautet diese:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{m c_v} \left[-\frac{dQ_b}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_{b,v}}{d\varphi} + \sum_i (h_i - u_i) \frac{dm_i}{d\varphi} - m \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\varphi} \right] \quad (2.23)$$

Auch auf Gleichung (2.23) können die in Abschnitt 2.1 vorgestellten Modelle und Formeln sowie die in Abschnitt 2.2 eingesetzten Vereinfachungen angewandt werden.

Für die Simulation des Gesamtsystems Motor, d.h. für die Bewertung des Zusammenspiels von dem Hubkolben-Verbrennungsmotor mit den Aufladeaggregaten, ist es unerlässlich, die örtliche und zeitliche Ausbreitung von Druckwellen in Ansaug- und Abgas-system mit zu betrachten [Kro05]. Hierfür stehen kommerzielle Programme zur Verfügung, die eine nulldimensionale Hochdruck-Prozessrechnung mit einer eindimensionalen Ladungswechselrechnung zur Berücksichtigung der Gasdynamik kombinieren. In dieser Arbeit wird das Programm GT-Power® der Firma Gamma Technologies verwendet.

Die wichtigste Eingabegröße für die Arbeitsprozessrechnung bildet die Vorgabe des Brennverlaufes. Dessen Annäherung durch eine mathematische Funktion wird dabei als Ersatzbrennverlauf bezeichnet. Hiermit wird vor allem die Schwerpunktlage und Dauer der Verbrennung festgelegt. Zur Anwendung kommen dabei zwei unterschiedliche Herangehensweisen: Ist der Verbrennungsmotor ausgeführt, können die Ersatzbrennverläufe anhand von Messdaten entsprechend eingepasst werden. Als Basis dient in der Regel der Ansatz von Vibe [Vib70], für welchen diverse Erweiterungen für bestimmte Anwendungen existieren. Eine ausführliche Übersicht hierzu findet sich in Heins [Hei11]. Als zweite Möglichkeit zur Modellierung von Ersatzbrennverläufen sind in den letzten Jahren prädiktive Verfahren in den Vordergrund gerückt, wie sie von Milocco [Mil07] und Heins [Hei11] vorgestellt wurden. Mit deren Hilfe ist der zeitliche Verlauf der Wärmefreisetzung von nicht existierenden Motoren im gesamten Kennfeldbereich vorhersagbar.

Die in dieser Arbeit verfolgte Methode entspricht der erstgenannten, da durch Referenzmessungen am ausgeführten Motor die Brennverläufe des Brennverfahrens bekannt sind. Außerdem erfolgt innerhalb der Verlustanalyse die Vorgabe einer unendlich schnell-

len Verbrennung zur Darstellung der Bedingungen des Gleichraumprozesses sowie die Verwendung des mit der Druckverlaufsanalyse bestimmten Brennverlaufes.

2.4 Verlustanalyse

Die Verlustanalyse stellt eine Möglichkeit dar, die Größe bestimmter Einzelverluste zu quantifizieren. Sie ist damit für die Untersuchung eines Brennverfahrens von großer Bedeutung, da sie Aufschluss über die Rangfolge der Verluste gibt [Url95] und eine Bewertung der Auswirkungen von Maßnahmen zur Effizienzsteigerung zulässt. Die Grundlage für die Erstellung der Verlustanalyse ist die Vor- und Zurückrechnung der nulldimensionalen Ansätze der Druckverlaufsanalyse und Arbeitsprozessrechnung aus Abschnitt 2.2 und 2.3. Im Folgenden werden die einzelnen Verlustanteile sowie deren Darstellungsformen vorgestellt.

2.4.1 Verlustanteile

Die in diesem Abschnitt vorgestellte Methode zur Verlustanalyse ist in dem Programm Tiger[®] der Firma EnginOS GmbH implementiert und stützt sich auf die in Weberbauer et al. [WRK⁺05] vorgeschlagene Berechnungsvorschrift. Grundsätzlich wird zwischen Verlusten im Hochdruckteil, während des Ladungswechsels (Niederdruckteil) sowie der durch die Mechanik des Motors hervorgerufenen Verluste unterschieden [Kub07]. Der Berechnungsablauf der Verlustanalyse besitzt einen Einfluss auf die Größe der Einzelverluste [WRK⁺05]. Aus diesem Grund muss eine festgelegte Reihenfolge der Teilschritte eingehalten werden, die der Auflistung im folgenden Text entspricht.

Für die Wirkungsgrade der einzelnen Schritte des Hochdruck-Prozesses gilt jeweils:

$$\eta_x = \frac{\oint p \, dV}{Q_{zu}} \quad (2.24)$$

mit: $Q_{zu} = m_{b,ges} \cdot H_u$

Die unbekannte Größe stellt der Druckverlauf dar. Er berechnet sich unter den definierten Randbedingungen der unterschiedlichen Teilschritte, die im Folgenden näher erläutert werden. Die Grundlage zur Bestimmung des Druckverlaufes bildet Gleichung (2.23), auf welche die Vereinfachungen von Gleichung (2.14) angewendet werden. Weiterhin wird Gleichung (2.19) und (2.15) eingesetzt. Auch hier entfällt der Gradient der Masse in Gleichung (2.15). Mit der Beziehung für den Isentropenexponenten,

$$\frac{c_v}{R} = \frac{1}{\kappa - 1} \quad (2.25)$$

und der Vereinfachung, dass der Gradient der spezifischen Gaskonstante vernachlässigbar

ist ($dR/d\varphi \approx 0$) [Jae84], ergibt sich:

$$\frac{dQ_h}{d\varphi} = -\frac{1}{\kappa-1} V \frac{dp}{d\varphi} - \frac{\kappa}{\kappa-1} p \frac{dV}{d\varphi} \quad (2.26)$$

Zur numerischen Lösung der Differenzialgleichung (2.26) wird sie durch die Entwicklung der zentralen finiten Differenz um den Punkt zwischen φ_{n-1} und φ_n in eine Differenzengleichung überführt. Es folgt:

$$p(\varphi_n) = \frac{p(\varphi_{n-1})(2\bar{V} - \bar{\kappa} \Delta V) - 2(\bar{\kappa} - 1) \Delta Q_h}{2\bar{V} + \bar{\kappa} \Delta V} \quad (2.27)$$

$$\begin{aligned} \text{mit:} \quad \Delta V &= V(\varphi_n) - V(\varphi_{n-1}) \\ \Delta Q_h &= Q_h(\varphi_n) - Q_h(\varphi_{n-1}) \\ \bar{\kappa} &= [\kappa(\varphi_n) + \kappa(\varphi_{n-1})] / 2 \\ \bar{V} &= [V(\varphi_n) + V(\varphi_{n-1})] / 2 \end{aligned}$$

Idealprozess (η_{id})

Den Ausgangspunkt der Verlustanalyse bildet die Betrachtung des idealen Grenzpotenzials, welches durch den Gleichraumprozess beschrieben ist. Die Zylinderfüllung wird als ideales Gas mit einem konstanten Isentropenexponenten von 1.4 angenähert. Die Verbrennung läuft im OT unendlich schnell, vollständig und vollkommen bis zum chemischen Gleichgewicht ab. Abbildung 2.3 (a) zeigt beispielhaft das zugehörige p - V -Diagramm zu diesem Prozess-Schritt. Für den Gleichraumprozess gilt, dass der Wirkungsgrad η_{id} alleinig von dem Verdichtungsverhältnis ϵ abhängig ist.

$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad (2.28)$$

Reale Ladung (η_{rl})

In diesem Schritt wird berücksichtigt, dass der Isentropenexponent durch die reale Gaszusammensetzung beeinflusst ist. Es wird allerdings keine Abhängigkeit von der Temperatur oder von dem Druck betrachtet. Der Bezugspunkt für die Stoffwerte sind die Normbedingungen bei $T_0 = 293.15 \text{ K}$ und $p_0 = 1 \text{ bar}$ [Eng09]. Während der Kompression hängt der Isentropenexponent κ_{kom} dann nur noch von den Massenanteilen der Luft, des Kraftstoffes und des Abgases ab. In der Expansion ist der Isentropenexponent κ_{ex} durch Abgas mit dem globalen Verbrennungsluftverhältnis λ_{gl} bestimmt. Für die Umschaltung zwischen den Isentropenexponenten gilt:

$$\kappa(\varphi) = \begin{cases} \kappa_{kom}, & \varphi < \varphi_{ZOT} \\ \kappa_{ex}, & \varphi \geq \varphi_{ZOT} \end{cases} \quad (2.29)$$

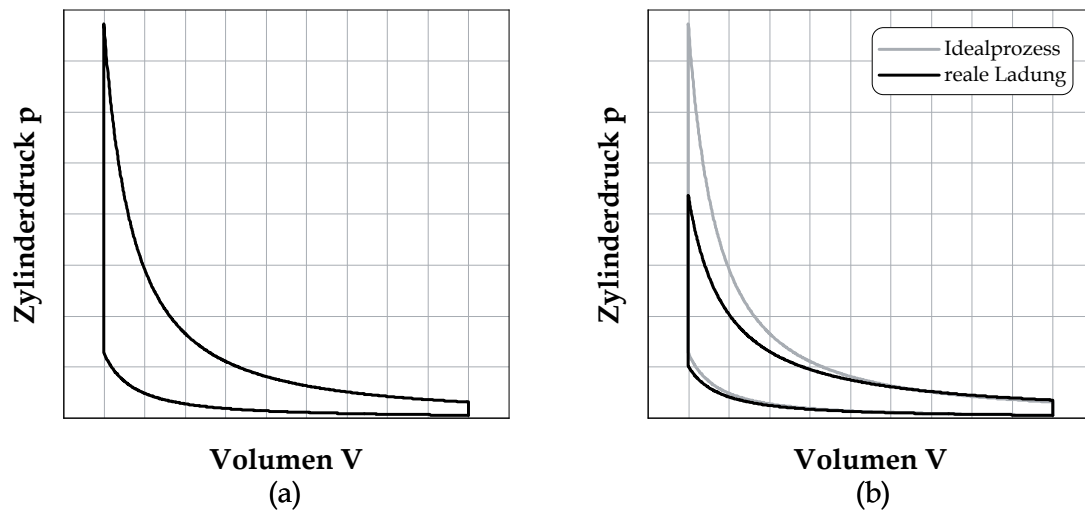


Abbildung 2.3: Teilschritte der Verlustanalyse: (a) Idealprozess, (b) Reale Ladung

In Abbildung 2.3 (b) ist der Verlustteilungsschritt im Vergleich zum Vorhergehenden dargestellt. Die Betrachtungsweise der Verbrennung beruht weiterhin auf dem Gleichraumprozess.

Reale Schwerpunktlage (η_{rspl})

Bei dem Verlust durch reale Schwerpunktlage erfolgt die isochore Wärmezufuhr nicht im OT, sondern bei der tatsächlichen AI50-Lage. Das effektive Verdichtungs- bzw. Expansionsverhältnis verringert sich hierdurch. Exemplarisch ist dieser Effekt in Abbildung 2.4 (a) aufgezeigt.

Reale HC- und CO-Emissionen (η_{hc+co})

Die reale Verbrennung im Motor ist immer unvollständig, was an den messbaren HC- und CO-Emissionen ersichtlich wird. Diese beinhalten einen spezifischen Anteil an der insgesamt zugeführten Energie Q_{zu} . Die während der isochoren Wärmezufuhr nutzbare Energie Q_{um} verringert sich um jenen Betrag, der als Q_{hc+co} bezeichnet wird. Außerdem ist in diesem Verlustteilungsschritt der Anteil nicht umgesetzter Kraftstoffenergie Q_{anf} durch ein unterstöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis enthalten.

$$Q_{um} = Q_{zu} - Q_{hc+co} - Q_{anf} \quad (2.30)$$

Die Quantifizierung des Energieinhaltes der in ppm gemessenen Emissionen ist nicht trivial, da in der Regel keine Auflösung der Stoffzusammensetzung vorliegt. Der messtechnische Aufwand wäre hierbei enorm hoch [Kli95]. Die Heizwerte der unterschiedlichen Fraktionen unterscheiden sich jedoch erheblich (vgl. Grote und Feldhusen [GF07], Heywood [Hey88]). In dem Programm Tiger[®] finden als Näherung die in Bargende et al. [BBF01] vorgeschlagenen Beziehungen Verwendung [Eng09]. Die durch ein unterstö-

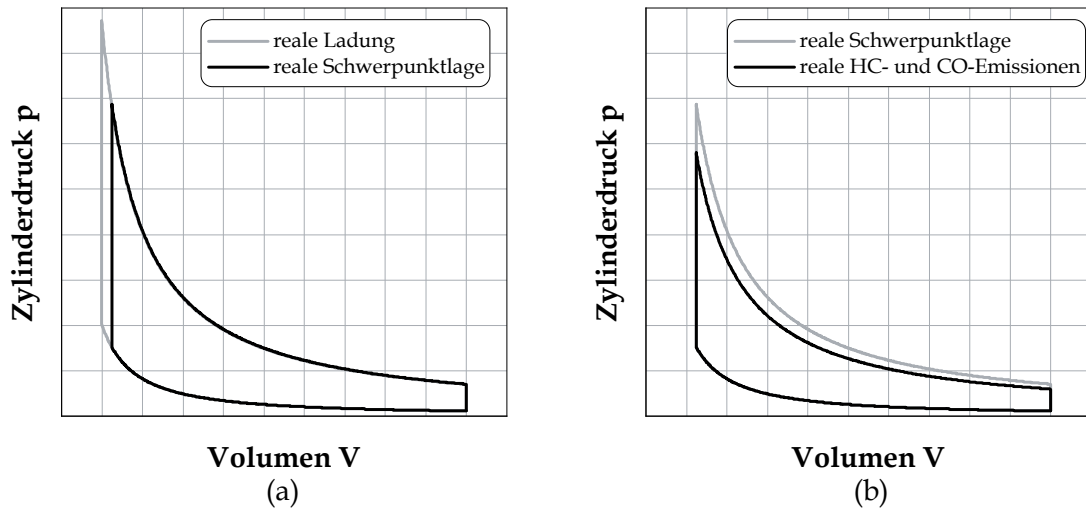


Abbildung 2.4: Teilschritte der Verlustanalyse: (a) Reale Schwerpunktlage, (b) Reale HC- und CO-Emissionen

chiometrisches Verbrennungsluftverhältnis ungenutzte Kraftstoffenergie wird mittels des Umsetzungswirkungsgrades nach Vogt [Vog75] bestimmt [Eng09]. Die Berechnungsvorschriften sind im Anhang B enthalten. Die Auswirkungen dieses Verlustteilungsschrittes auf das p - V -Diagramm können in Abbildung 2.4 (b) nachvollzogen werden.

Realer Brennverlauf (η_{rbvl})

Die unendlich schnelle Verbrennung, wie sie bei dem Gleichraumprozess angenommen wird, kann bei einem Verbrennungsmotor praktisch nicht realisiert werden [PKS09]. Aus der Druckverlaufsanalyse ist der zeitliche Verlauf der realen Energiefreisetzung jedoch bekannt (vgl. Gleichung (2.17)). Die Betrachtungsweise ist aber weiterhin isentrop. Unter der Vernachlässigung der Wandwärmeverluste vereinfacht sich Gleichung (2.19) zu:

$$Q_h(\varphi) = Q_b(\varphi) \quad (2.31)$$

Eine stückweise Definition des Isentropenexponenten mit der Umschaltung im ZOT reicht bei einer endlich schnellen Wärmefreisetzung nicht mehr aus. Mit Hilfe der Umsatzrate wird der Isentropenexponent folgendermaßen bestimmt:

$$\kappa(\varphi) = \kappa_{kom} [1 - x_v(\varphi)] + \kappa_{ex} x_v(\varphi) \quad (2.32)$$

Für die idealen Gaseigenschaften, ausgedrückt durch κ_{kom} und κ_{ex} , gelten weiterhin die Vereinbarungen des Verlustes durch reale Ladung. Die innerhalb der Verbrennung an das Gas abgegebene Energie ist für diesen und alle folgenden Verluste wiederum Q_{um} (vgl. Gleichung (2.30)). Einen beispielhaften Verlauf zeigt Abbildung 2.5 (a).

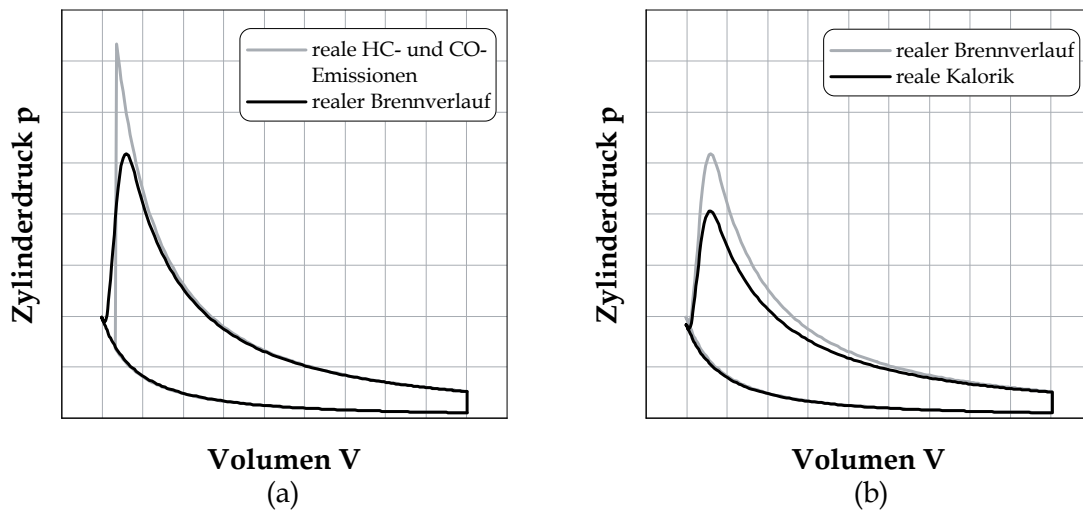


Abbildung 2.5: Teilschritte der Verlustanalyse: (a) Realer Brennverlauf, (b) Reale Kalorik

Reale Kalorik (η_{rk})

In den bisherigen Schritten wurde bezüglich der kalorischen Eigenschaften lediglich die Stoffzusammensetzung aus idealen Gasen betrachtet. Bei dem Verlust durch reale Kalorik wird außerdem der Temperatur- und Druckabhängigkeit der Stoffeigenschaften Rechnung getragen. Die Isentropenexponenten κ_{kom} und κ_{ex} sind somit nicht mehr nur durch die Gaszusammensetzung, sondern auch durch den Gaszustand determiniert (vgl. Abbildung C.1 in Anhang C). Sie werden aus diesem Grund als Funktion des Kurbelwinkels ausgedrückt. Gleichung (2.32) verändert sich dadurch zu:

$$\kappa(\varphi) = \kappa_{kom}(\varphi) [1 - x_v(\varphi)] + \kappa_{ex}(\varphi) x_v(\varphi) \quad (2.33)$$

Die Auswirkung dieses Verlustteilungsschrittes verdeutlicht das p - V -Diagramm in Abbildung 2.5 (b). Insbesondere dort, wo hohe Temperaturen und Drücke herrschen, entstehen große Unterschiede im Vergleich zu dem vorhergehenden Schritt der Verlustanalyse.

Realer Hochdruck-Prozess (η_{hd})

Während der Verdichtung und Verbrennung wird Wärme über die Zylinderwand und den Zylinderkopf abgegeben. Für die Berechnung des Verlustes durch Wandwärme kommen die in Abschnitt 2.1 beschriebenen Ansätze zur Anwendung. Als Ergebnis dieses Verlustteilungsschrittes ergibt sich der real gemessene Druckverlauf der Hochdruck-Schleife, den Abbildung 2.6 (a) für den bisher durchgängig betrachteten Beispielpunkt zeigt.

Darin ist zu erkennen, dass der Druckverlauf des realen Hochdruck-Prozesses im Gegensatz zur Referenzkurve des vorhergehenden Verlustteilungsschrittes ohne Berücksichtigung der Wandwärme-Verluste zum Expansionsende hin stark abfällt. Das ist auf ein Öffnen des Auslassventils vor dem UT zurückzuführen. Dieses Phänomen wird als Expan-

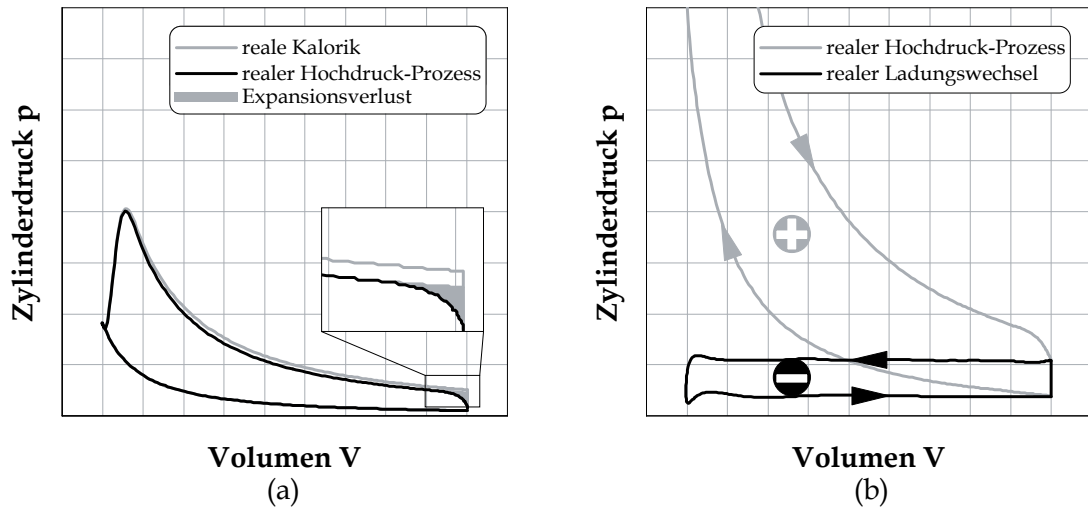


Abbildung 2.6: Teilschritte der Verlustanalyse: (a) Realer Hochdruck-Prozess, (b) Realer Ladungswechsel

sionsverlust bezeichnet und den Ladungswechselerlusten zugeschrieben. Auf jene wird in folgenden Verlustteilungsschritt näher eingegangen.

In diesem Zusammenhang ist auch noch der Kompressionsverlust zu nennen. Er entsteht durch ein sehr spätes Schließen des Einlassventils nach dem UT. Sowohl der Expansions- als auch der Kompressionsverlust sind in der von Weberbauer et al. [WRK⁺05] vorgeschlagenen Systematik als Einzelverluste definiert. In dieser Arbeit werden beide Anteile jedoch nicht einzeln, sondern nur gesamtheitlich mit dem Ladungswechselerlust aufgeführt. Das ist zulässig, da die Beträge beider Verlustanteile mit Werten von < 0.02 %Pkt. bei den in dieser Arbeit untersuchten Ventil-Steuerzeiten sehr klein sind.

Indizierter Wirkungsgrad (η_{ind})

Abbildung 2.6 (b) zeigt den typischen Verlauf eines gedrosselten Teillastpunktes eines Ottomotors. Die Ladungswechselschleife wird hierbei im Linksprozess durchlaufen, wodurch die Volumenänderungsarbeit definitionsgemäß negativ ist. Der entstehende Verlust wird auch als Ladungswechselerlust bezeichnet. Die Summe aus abgegebener und aufgewendeter Volumenänderungsarbeit ergibt die indizierte Arbeit (vgl. Gleichung (2.20)). Der indizierte Wirkungsgrad berechnet sich damit wie folgt:

$$\eta_{ind} = \frac{W_{ind}}{Q_{zu}} \quad (2.34)$$

Je nach Motorkonzept und Betriebspunkt sind aber auch positive Ladungswechselschleifen möglich. Im Niederdruckteil des Arbeitsprozesses wird somit ebenfalls positive Arbeit am Kolben verrichtet. Der indizierte Wirkungsgrad ist in diesem Fall größer als der Wirkungsgrad des Hochdruck-Prozesses.

Effektiver Wirkungsgrad (η_{eff})

Die bisherigen Betrachtungen waren rein thermodynamischer Natur. Ein weiterer, nicht zu vernachlässigender Anteil liegt in der Bewertung der mechanischen Verluste, die beispielsweise durch die Reibung der Kolbengruppe, Lager und Nebenaggregate entstehen. Für die Bestimmung wird die effektive Arbeit aus Gleichung (2.21) benötigt. Bezogen auf die zugeführte Wärme ergibt sich der effektive Wirkungsgrad η_{eff} .

$$\eta_{eff} = \frac{W_{eff}}{Q_{zu}} \quad (2.35)$$

2.4.2 Darstellungsarten

Die zuvor beschriebenen Teilschritte der Verlustanalyse können je nach Anwendungsfall in unterschiedlicher Weise wiedergegeben werden. Hierzu gehört die Darstellung des Betrages der Einzelwirkungsgrade als Balkendiagramm. Daraus lässt sich die Δ -Methode der Verlustanalyse ableiten. Sie betrachtet die Wirkungsgradkette aus Sicht der Unterscheide zwischen den Verlustanteilen.

Da sich Wirkungsgrade auf einen Referenzwert beziehen, welcher in dem hier angewandten Fall die dem Prozess zugeführte Wärme darstellt, bieten sie immer eine relative Aussage. Dadurch können Betriebspunkte mit sehr großen Unterschieden in den absoluten Energieinhalten miteinander verglichen werden. Ergänzend hierzu ist es in bestimmten Anwendungsfällen aber auch von Vorteil, den Verlust energetisch zu betrachten.

Eine weitere Möglichkeit zur Darstellung der Verlustanalyse bilden Gütegrade. Sie sind analog zum Wirkungsgrad ebenfalls dimensionslose Kennzahlen, die ein Verhältnis widerspiegeln. Definitionsgemäß bezieht sich der Gütegrad nicht auf die zugeführte Energie, sondern auf frei wählbare Parameter. In Abhängigkeit des Gebrauches sind hier vielfältige Alternativen möglich. Beispiele für den Anwendungsfall der Verbrennungsmotorendiagnostik finden sich in Pischinger et al. [PKS09], Eichlseder et al. [EKP08], Urlaub [Url95] und Eifler et al. [ESSW09]. Jene beziehen sich im Grundsatz auf die Norm DIN 1940 [DIN76]. In dieser Arbeit wird eine in Eilts et al. [EW11] verwendete und in Wolf [Wol11] näher erläuterte Definition vorgestellt. Die folgenden Abschnitte vertiefen die einzelnen Darstellungsmethoden.

Einzelwirkungsgrade und Δ -Methode

Der Übergang von den Einzelwirkungsgraden in die Δ -Methode beruht auf der Bildung der Differenz der entsprechenden Teilschritte der Verlustanalyse. Hierfür gelten die im Folgenden aufgeführten Gleichungen.

$\Delta\eta_{rl}$	$= \eta_{id} - \eta_{rl}$	Verlust durch reale Ladung
$\Delta\eta_{rspl}$	$= \eta_{rl} - \eta_{rspl}$	Verlust durch reale Schwerpunktlage
$\Delta\eta_{hc+co}$	$= \eta_{rspl} - \eta_{hc+co}$	Verlust durch reale HC- und CO-Emissionen
$\Delta\eta_{rbvl}$	$= \eta_{hc+co} - \eta_{rbvl}$	Verlust durch realen Brennverlauf

$\Delta\eta_{rk}$	$= \eta_{rbvl} - \eta_{rk}$	Verlust durch reale Kalorik
$\Delta\eta_{ww}$	$= \eta_{rk} - \eta_{hd}$	Verlust durch Wandwärme
$\Delta\eta_{lw}$	$= \eta_{hd} - \eta_{ind}$	Verlust durch Ladungswechsel
$\Delta\eta_r$	$= \eta_{ind} - \eta_{eff}$	Verlust durch Reibung

Wird diese Verlustbetrachtung in die grafische Darstellung überführt, was Abbildung 2.7 (b) zeigt, ergeben sich zwei kumulierte Balkendiagramme. Der Übergang zwischen dem linken und dem rechten Balken stellt den Verlust durch Ladungswechsel dar. Da dieser auch negativ sein kann, würde er bei der kumulierten Darstellungsweise andere Verluste überdecken, was unzulässig ist. Abbildung 2.7 (a) beinhaltet als Gegenüberstellung die Wirkungsgradkette in Einzelwirkungsgraden. Die Differenzbetrachtung lässt sich auf optischem Weg daraus ableiten.

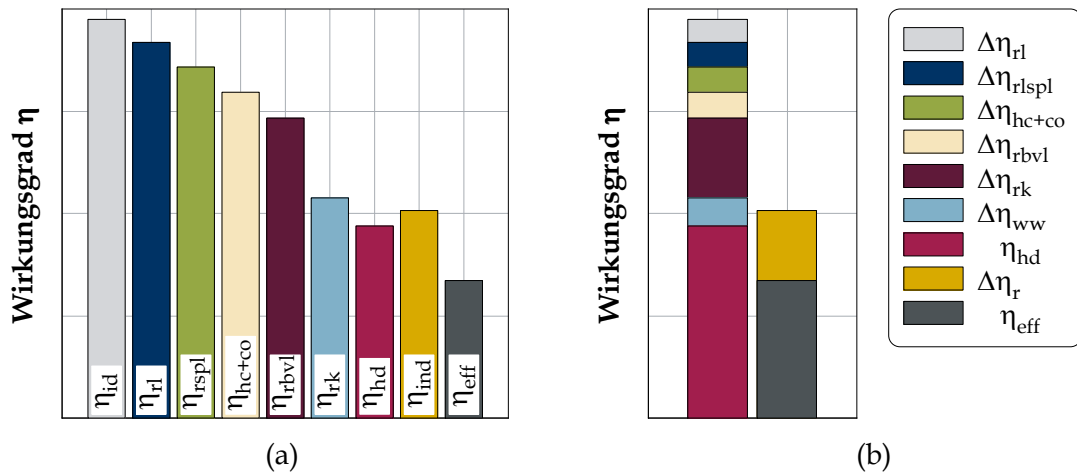


Abbildung 2.7: Darstellungsarten der Verlustanalyse: (a) Einzelwirkungsgrade, (b) Δ -Methode

Energetische Betrachtung

Die energetische Betrachtung beruht auf den Wirkungsgraden der Teilschritte η_x und der zugeführten Energie Q_{zu} .

$$Q_x = \eta_x Q_{zu} \quad (2.36)$$

Da die vorgenannte Betrachtungsweise nicht normiert ist, fällt die grafische Darstellung insbesondere bei großen Unterschieden in der zugeführten Energie aufgrund des Skalierungsfaktors schwer. Es bietet sich deshalb eine tabellarische Auflistung an. Analog zur Einzelwirkungsgrad- und Δ -Methode können sowohl die absoluten Werte für die Energie aufgeführt als auch Differenzen gebildet werden.

Gütegrade

Der Gütegrad ist definiert als das Verhältnis aus zugehörigen Wirkungsgraden der Teilschritte der Verlustanalyse. Es ergeben sich folgende Berechnungsvorschriften:

$\eta_{g,rl}$	$= \eta_{rl} / \eta_{id}$	Gütegrad durch reale Ladung
$\eta_{g,rspl}$	$= \eta_{rspl} / \eta_{rl}$	Gütegrad durch reale Schwerpunktlage
$\eta_{g,hc+co}$	$= \eta_{hc+co} / \eta_{rspl}$	Gütegrad durch reale HC- und CO-Emissionen
$\eta_{g,rbvl}$	$= \eta_{rbvl} / \eta_{hc+co}$	Gütegrad durch realen Brennverlauf
$\eta_{g,rk}$	$= \eta_{rk} / \eta_{rbvl}$	Gütegrad durch reale Kalorik
$\eta_{g,ww}$	$= \eta_{hd} / \eta_{rk}$	Gütegrad durch Wandwärme
$\eta_{g,lw}$	$= \eta_{ind} / \eta_{hd}$	Gütegrad durch Ladungswechsel

Das Produkt der Gütegrade ist als der Gesamtgütegrad $\eta_{g,ges}$ definiert.

$$\eta_{g,ges} = \eta_{g,rl} \cdot \eta_{g,rspl} \cdot \eta_{g,hc+co} \cdot \eta_{g,rbvl} \cdot \eta_{g,rk} \cdot \eta_{g,ww} \cdot \eta_{g,lw} \quad (2.37)$$

Aus dem Gesamtgütegrad und dem Wirkungsgrad des Idealprozesses resultiert wiederum der indizierte Wirkungsgrad.

$$\eta_{ind} = \eta_{id} \cdot \eta_{g,ges} \quad (2.38)$$

Weiterhin ist für die Bewertung der mechanischen Verluste der mechanische Wirkungsgrad η_m beschrieben.

$$\eta_m = \frac{\eta_{eff}}{\eta_{ind}} \quad (2.39)$$

Mit dessen Hilfe kann die gesamte Kette der Gütegrade folgendermaßen ausgedrückt werden:

$$\eta_{eff} = \eta_{id} \cdot \eta_{g,rl} \cdot \eta_{g,rspl} \cdot \eta_{g,hc+co} \cdot \eta_{g,rbvl} \cdot \eta_{g,rk} \cdot \eta_{g,ww} \cdot \eta_{g,lw} \cdot \eta_m \quad (2.40)$$

Als Ergänzung zu den theoretischen Ausführungen enthält Abbildung 2.8 die grafische Darstellung der Gütegradkette für den bereits in Abbildung 2.7 verwendeten Beispielpunkt. Für Gütegrade, die kleiner als eins sind, gilt: Je näher sie dem Wert eins kommen, desto geringer ist der Verlustanteil. Ein positiver Ladungswechsel äußert sich durch einen Wert, der größer als eins ist. Hierbei hat die vorstehende Aussage eine inverse Bedeutung.

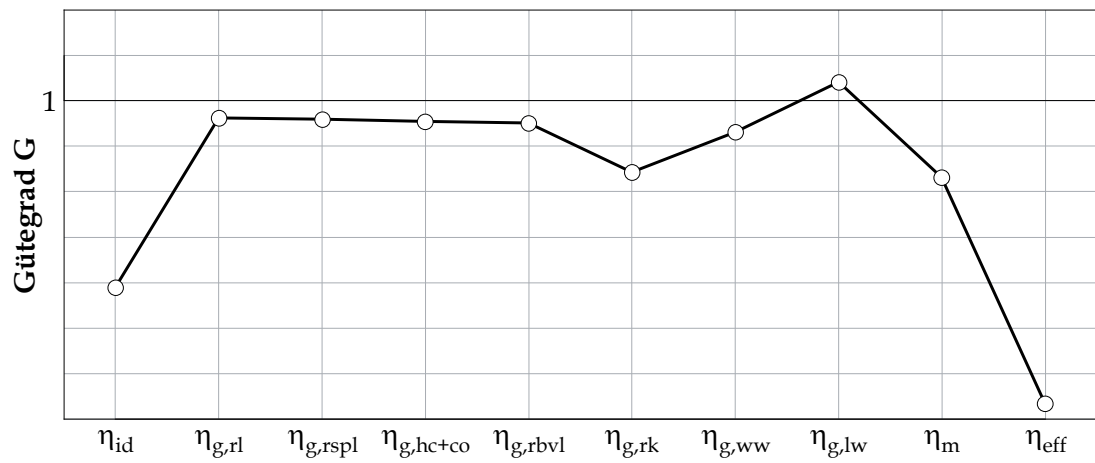


Abbildung 2.8: Darstellungsarten der Verlustanalyse: Gütegrade

3 Versuchsaufbau

Im folgenden Kapitel wird auf das Versuchsaggregat und die Messtechnik eingegangen. Die Vorstellung des Basismotors sowie der Modifikationen und Variabilitäten des Aggregates ist Bestandteil von Abschnitt 3.1. Die Erläuterung der verwendeten Messtechnik und der Positionierung derer am Motor erfolgt in Abschnitt 3.2.

3.1 Versuchsaggregat

Der Versuchsmotor basiert auf einem 1.4 l-Motor der Motorenfamilie EA111 der Volkswagen AG. Die hier eingesetzte Variante verfügt standardmäßig über ein kombiniertes Aufladesystem aus Kompressor und Abgasturbolader. Die Aufladeaggregate wurden für den Basismotor übernommen. Die Luft- und Abgasführung hierzu ist in Abbildung 3.1 gezeigt.

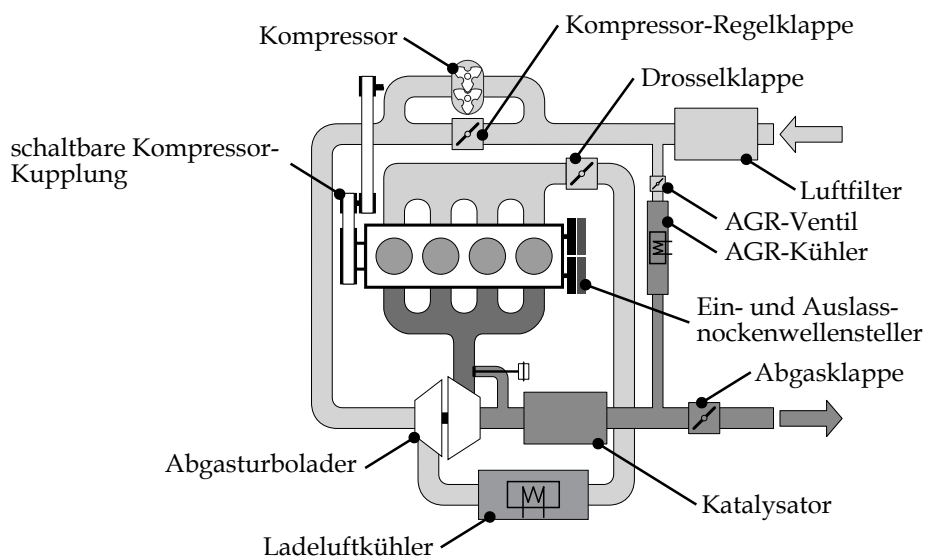


Abbildung 3.1: Schematische Übersicht der Aufladekomponenten sowie der Abgasrückführung des Versuchsmotors

Für die durchgeführten Untersuchungen wurden gezielte Änderungen an dem Serienntriebwerk vorgenommen. Dazu gehören zum einen mechanische Maßnahmen, welche die Lagerabmessungen und den Kolben betreffen. Das ist nötig, um die im Vergleich zum Serienbrennverfahren auftretenden hohen Zylinderspitzen drücke ohne mechanische Beschädigungen darstellen zu können. Als Nebeneffekt ist eine verschlechterte Reibung zu verzeichnen. Das ist jedoch für die thermodynamischen Erkenntnisse in dieser Arbeit ohne Auswirkungen. In der Gesamtbilanz des Motors findet dieser Anteil in den mechanischen

Tabelle 3.1: Technische Daten des Basismotors

Parameter	Eigenschaft
Bauart	4-Zylinder, Reihe
Gemischbildung	Direkteinspritzung
Hubraum	1390 cm ³
Bohrung	76.5 mm
Hub	75.6 mm
Anzahl Ventile (Ein./Aus.)	2/2
Verstellbereich Einlass-Nockenwelle	40 °KW
Verstellbereich Auslass-Nockenwelle	30 °KW
Aufladung	Kompressor- und Abgasturboaufladung

Tabelle 3.2: Übersicht der Derivate des Basismotors

Variationsparameter	Konfiguration					
Konfigurationsname	Basis	K I	K II	K III	K IV	K V
Verdichtungsverhältnis	9.5				10.5	11.5
Abgasturbolader	FTG			VTG	FTG	
Einlasskanalvariante	1	2	3	1		

Verlusten Berücksichtigung.

Zum anderen wurde die Luft- und Abgasführung des Versuchsmotors in Abbildung 3.1 durch eine Niederdruck-Abgasrückführung erweitert. Diese verfügt über einen mit Motor-kühlwasser durchströmten Wärmetauscher sowie ein Ventil zur Einstellung des gewünschten zurückgeführten Abgasmassenstromes. Da hierfür bei der Niederdruck-Abgasrückführung das natürliche Druckgefälle in Abhängigkeit des Betriebspunktes zu gering sein kann, ist zusätzlich eine variable Drosselstelle hinter der Entnahmestelle angebracht. Damit kann auf das benötigte Druckgefälle zur Einstellung des zurückgeführten Abgasmassenstromes Einfluss genommen werden.

Weiterhin besitzt der Basismotor im Vergleich zum Serienmotor einen zusätzlichen Nockenwellensteller auf der Auslass-Seite. Die Zusammenfassung der wichtigsten technischen Daten des Basismotors kann Tabelle 3.1 entnommen werden. Aus dem Basismotor werden verschiedene Derivate abgeleitet und zur Identifikation mit Konfiguration K I bis K V benannt. Die Unterscheidungsmerkmale zwischen den Motorkonfigurationen liegen in dem Verdichtungsverhältnis, dem Abgasturbolader und der Einlasskanal-Geometrie. Sie werden im Folgenden näher betrachtet. Eine Übersicht zu den einzelnen Derivaten des Basismotors enthält Tabelle 3.2.

Als Aufladeaggregate kommt neben dem vom Serienmotor bekannten Kompressor und Abgasturbolader mit Festgeometrie-Turbine (FTG) und Wastegate-Regelung ein weiterer Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG) zur Anwendung. Der Kompressor kann bei allen Konfigurationen bis zu einer Drehzahl von 2500 min⁻¹ mittels elektromagnetischer Kupplung zugeschaltet werden. Die Ladedruck-Regelung des Kompressors

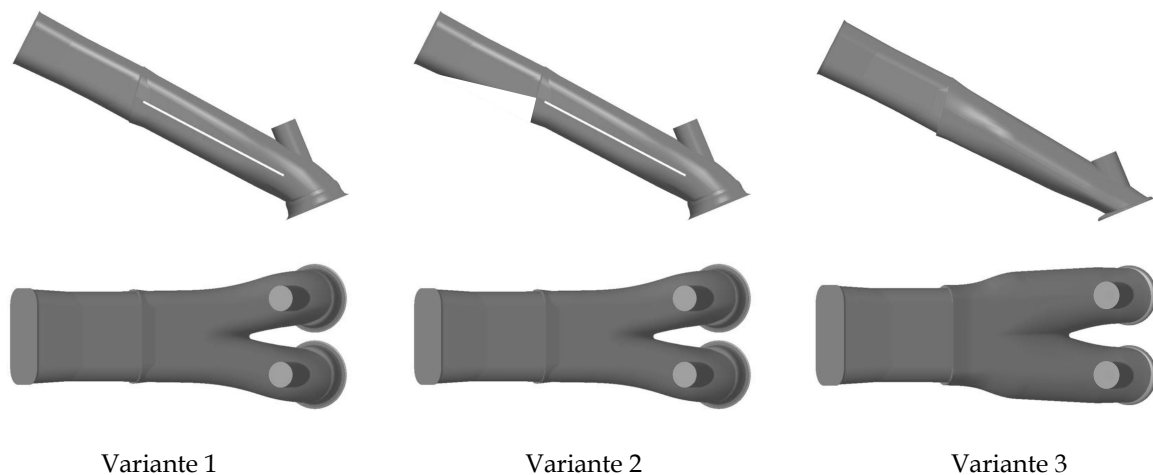


Abbildung 3.2: Seiten- und Draufsicht der drei untersuchten Einlasskanalvarianten

geschieht in diesem Fall über die Kompressor-Regelklappe.

Die Variation des Verdichtungsverhältnisses wird mittels unterschiedlicher Kolbenbengeometrien realisiert. Damit sind Verdichtungen von 9.5, 10.5 und 11.5 möglich. Der Freigang der Ventile bleibt bei allen drei Varianten gleich. Dafür sind entsprechend dimensionierte Ventiltaschen vorhanden. Das ist die Grundlage für die Einstellung gleicher Steuerzeiten der Ventile bei allen Motorkonfigurationen.

Bei den Einlasskanälen stehen ebenfalls drei Varianten zur Verfügung. Sie dienen dazu, die Intensität der Zylinderinnenströmung zu variieren. Die Varianten 1 und 2 basieren auf einem identischen Einlasskanal, der durch eine schaltbare Klappe halb verschlossen werden kann. Die Variante 3 besitzt eine völlig andere Kanalgeometrie. Abbildung 3.2 zeigt hierzu die Seiten- und Draufsicht der drei Einlasskanalvarianten. Um das Strömungsverhalten näher zu charakterisieren, enthält Abbildung 3.3 zusätzlich dazu die Durchflussbeiwerte und Tumblezahlen der drei Einlasskanalvarianten. Beide Kennwerte sind jeweils auf den Durchflussbeiwert und die Tumblezahl der Einlasskanalvariante 1 bei einem Ventilhub von 10 mm referenziert. Die Tumblezahl wurde mit dem Verfahren der Flügelradanemometrie bestimmt (FEV-Tumble-Meßverfahren, vgl. Wurms [Wur94], [DE093,DE001]).

Der Durchflussbeiwert gibt das Verhältnis aus gemessenem Massenstrom und theoretisch möglichem Massenstrom wieder (vgl. Gleichung (2.12)). Er ist somit ein Maß dafür, welchen Widerstand die Luft beim Einstömvorgang in den Zylinder erfährt. Je kleiner der Wert ist, desto größer ist der Widerstand. Durch den halben Kanalverschluss der Variante 2 verschlechtert sich der Durchflussbeiwert erheblich. Auch bei der Einlasskanalvariante 3 ist der Durchflussbeiwert deutlich geringer. Beide Varianten weisen einen ähnlichen Verlauf auf. Für eine gleiche Zylinderfüllung setzen die Varianten 2 und 3 somit einen höheren Saugrohrdruck bei gleichem Zylinderdruck im Vergleich zur Variante 1 voraus.

Die Zylinderinnenströmung ist vordergründig für den Zündverzug und die Brenngeschwindigkeit von Bedeutung (vgl. Altensmidt [Alt05], Almstadt [Alm85]). Bei dem Ver-

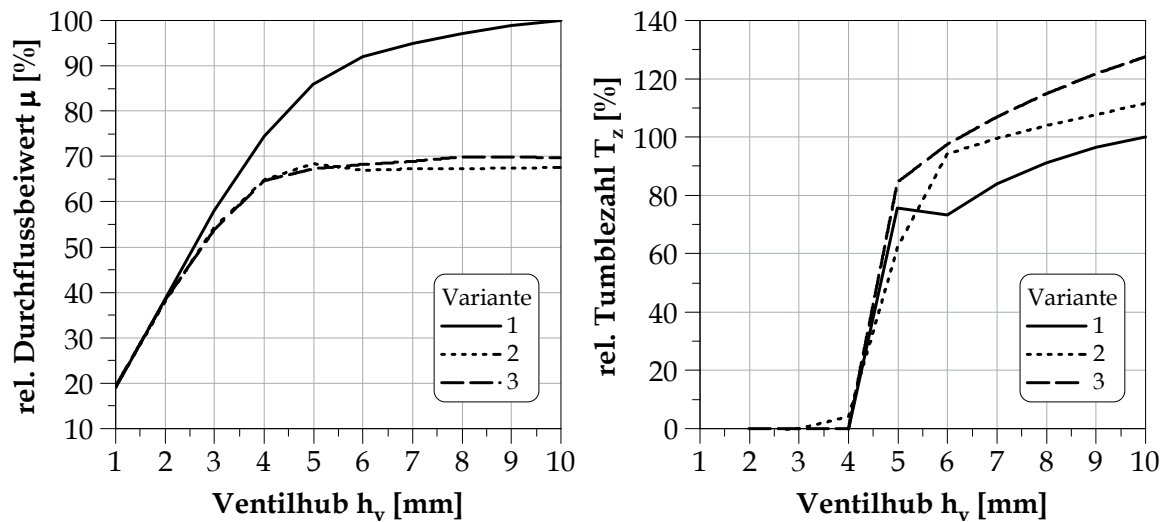


Abbildung 3.3: Durchflussbeiwert und Tumblezahl für die drei untersuchten Einlasskanalvarianten

suchsmotor bildet sich hauptsächlich eine Tumbleströmung aus. Die durch das Flügelradanemometer-Meßverfahren bestimmte Tumblezahl ist ein Kennwert zur Bewertung dieser Strömungsform. Je höher die Tumblezahl ist, desto stärker ist die Intensität der Tumbleströmung. Die Einlasskanalvariante 3 besitzt die höchsten Werte für die Tumblezahl und die Variante 1 die geringsten. Die Variante 2 liegt dazwischen. Durch die Proportionalität zwischen den Einlasskanälen ergibt sich eine gute Grundlage zur Beschreibung des Einflusses der durch die Einlasskanäle erzeugten Intensität der Zylinderinnenströmung auf das Brennverfahren in den Untersuchungen.

3.2 Messtechnik

Die Unterschiede zwischen zwei untersuchten Betriebspunkten können in dieser Arbeit sehr klein sein. Um sie dennoch sichtbar zu machen, werden hohe Ansprüche an den Versuchsaufbau gestellt. Einen Überblick über die Anordnung der Mess-Stellen an dem Versuchsmotor beinhaltet Abbildung 3.4. Für die Beschreibung des Gaszustandes sind die Größen Druck und Temperatur von Bedeutung. Deren Messung sollte möglichst nah an den Bauteilen geschehen, die zu bewerten sind. Der Energieaustausch an den Bauteilwänden sowie die Drosselung an Bögen und Rohrübergängen kann sonst zu ungewollten Quereinflüssen führen. Speziell gilt das für die Bauteile Verdichter und Turbine in dem Versuchsaufbau aus Abbildung 3.4.

Die kurbelwinkelaufgelösten Drücke für die Ladungswechselrechnung und die Druckverlaufsanalyse werden mit unterschiedlichen Druckaufnehmern der Firma Kistler gemessen. Für den Zylinderdruck wird der Typ 6061B und für den Abgasdruck der Typ 4049A5S verwendet. Beide sind mit Wasser gekühlt. Zur Ermittlung des Saugrohrdruckes wird der Typ 4075A5V eingesetzt. Die Zuordnung der Drücke zum Kurbelwinkel erfolgt mittels

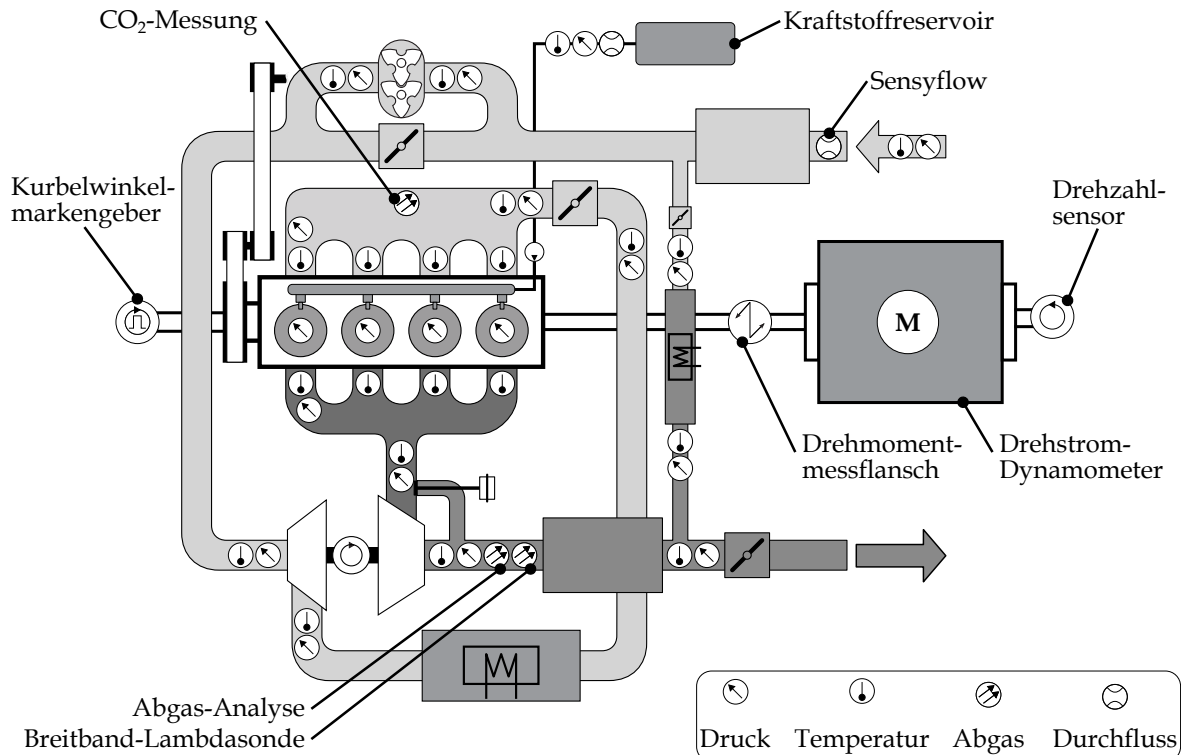


Abbildung 3.4: Mess-Stellenplan des Versuchsaufbaus

eines direkt an das Indiziergerät IndiModul[®] der Firma AVL angeschlossenen Kurbelwinkelmarkengeber des Typs AVL365. Bei dem Aufbau ist lediglich ein Zylinder für die null-dimensionale Ladungswechselrechnung vollständig indiziert, d.h. er besitzt sowohl einen Zylinder-, Ein- als auch Auslassdrucksensor. Die Gaszusammensetzung der restlichen Zylinder ist aus diesem abgeleitet. Eine Vollindizierung aller Zylinder wäre zwar wünschenswert, jedoch sind besonders die mittleren Zylinder an dem Versuchsmotor schlecht zugänglich. Eine ungünstige Lage und Winkelstellung der Druckaufnehmer würde wiederum andere Nachteile bewirken (vgl. Burkhardt et al. [BGG⁺03]).

Der angesaugte Frischluftmassenstrom wird mit einem Sensyflow[®] FMT700-P der Firma ABB gemessen. Es arbeitet nach dem thermischen Messprinzip des Heißfilm-Anemometers. Auf einem zweiten, unabhängigen Weg kann der Frischluftmassenstrom auch aus dem Kraftstoffmassendurchsatz (PLU 121 der Firma Pierburg) und dem aus der Abgasanalyse bekannten Verbrennungsluftverhältnis berechnet werden. Das Verbrennungsluftverhältnis unterliegt wiederum einer Prüfung mittels einer Breitband-Lambdasonde in der Abgasanlage. Es ergibt sich durch dieses Vorgehen die Möglichkeit, Messwerte zu plausibilisieren und Messfehler zu identifizieren.

Der durch die externe Abgasrückführung in der angesaugten Verbrennungsluft enthaltene Abgasgehalt wird über eine CO₂-Analyse im Saugrohr bestimmt. Hierbei wird das Prinzip genutzt, dass der CO₂-Gehalt der Umgebungsluft nur $\approx 0.03\%$ beträgt, wohingegen Abgas bei annähernd stöchiometrischer Verbrennung einen CO₂-Anteil von 14.5%

aufweist [Dan08]. Das Verhältnis aus dem CO_2 -Gehalt der Luft im Saugrohr und dem Abgas, jeweils abzüglich des CO_2 -Gehaltes der Umgebungsluft, ergibt den Abgasgehalt der angesaugten Frischluft (vgl. Gleichung (5.5)).

Einen weiteren wichtigen Bestandteil der Messkette bildet das Prüfstandsführungssystem. Es besitzt neben Regelungs- und Überwachungsfunktionen die Aufgabe, die unterschiedlichen Mess-Systeme zu koordinieren und deren Messdaten zeitlich zuzuordnen. Für eine Stationärmessung entstehen zwei Dateien: Eine beinhaltet die über die Messzeit von 30 s gemittelten Messdaten und die andere die kurbelwinkelaufgelösten Drücke von 200 Einzelzyklen. Die Messzeit der zyklischen Messung hängt dabei von der Motordrehzahl ab. Das ist bei Berechnungsgrößen zu beachten, welche sowohl auf Messgrößen der zeitlichen als auch der zyklischen Messung beruhen. Ein Beispiel für eine solche Berechnungsgröße stellt die Reibarbeit dar (vgl. Gleichung (2.22)). Treten bei der Messung starke Ausreißer auf, die im Messfenster der zeitlichen Messung aber außerhalb des Messfensters der Zyklennmessung liegen, entstehen Fehler bei den Berechnungsgrößen. Um diese zu vermeiden, wird zusätzlich zu der Standardmesszeit von 30 s eine weitere variable Messzeit eingeführt. Sie hängt von der Messzeit der zyklischen Messung ab und läuft zeitsynchron dazu. In den folgenden Kapiteln werden die vorgestellten Werkzeuge zur Bestimmung und Bewertung von Messdaten angewandt.

4 Verlustanalyse eines Downsizing-Konzeptes

Der Begriff Downsizing oder auch Downsizing-Motor bezeichnet ein Konzept, das sich besonders bei Ottomotoren als eine wirkungsvolle Maßnahme zur Senkung des Kraftstoffverbrauches im NEFZ etabliert hat [Gol05]. Der Wirkmechanismus beruht dabei auf der Reduktion der Ladungswechselverluste eines Ottomotors. Das wird durch die Reduzierung des Zylinderhubvolumens und die daraus bei gleicher Fahrzeug-Schwungmassenklasse resultierende Lastpunktanhebung erreicht. Um die Leistungseinbußen zu kompensieren, die bei freisaugenden Motoren durch die Hubraumverkleinerung auftreten, kommen Aufladeaggregate zur Anwendung. Hiermit kann die Dichte der zugeführten Frischluft erhöht und die Leistung des Motors gesteigert werden. Der beschriebene Mechanismus bietet allerdings nicht nur Vorteile, sondern auch Nachteile. In diesem Kapitel werden die Stärken und Schwächen eines aufgeladenen ottomotorischen Brennverfahrens betrachtet und die Ansatzpunkte für eine Steigerung des effektiven Wirkungsgrades herausgearbeitet.

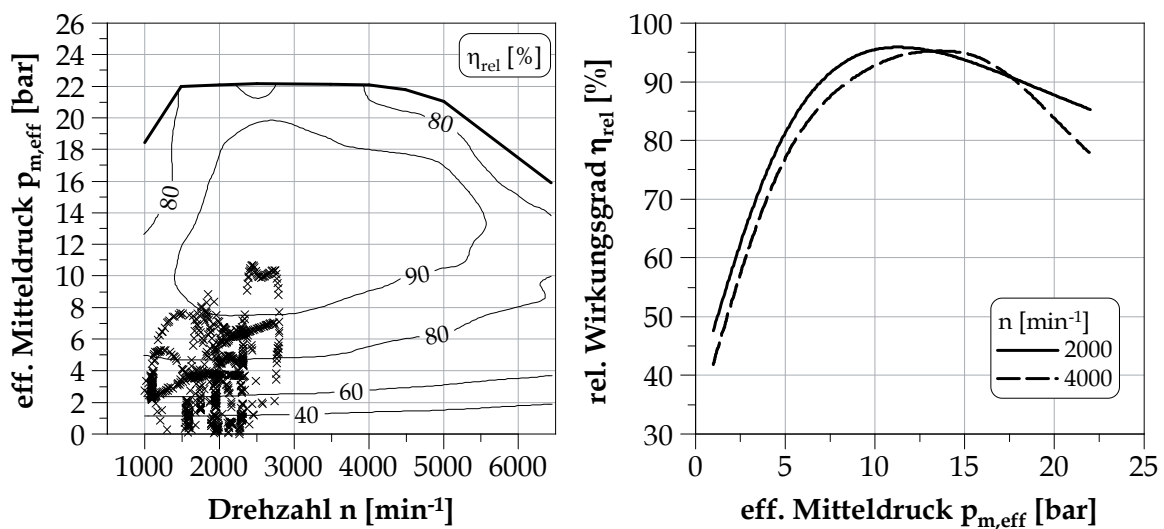


Abbildung 4.1: Relativer effektiver Wirkungsgrad eines Downsizing-Motors mit NEFZ-Betriebspunkten und Lastschnitten (in Anlehnung an Golloch [Gol05])

Abbildung 4.1 zeigt für einen ausgeführten Downsizing-Motor das relative Wirkungsgrad-Kennfeld, referenziert auf den maximalen effektiven Wirkungsgrad, sowie die zugehörigen Lastschnitte bei 2000 und 4000 min^{-1} . In das Kennfeld sind zusätzlich die Betriebspunkte des Motors für einen NEFZ eingetragen. Anhand beider Diagramme lässt sich nachvollziehen, warum eine Lastpunkterhöhung durch Downsizing einen positiven Einfluss auf den Wirkungsgrad und damit den Kraftstoffverbrauch im Zertifizierungszyklus NEFZ besitzt. Selbst bei dem Downsizing-Motor ist die bedeutende Anzahl der Betriebspunkte im unteren linken Kennfeldbereich zu finden. Der Lastschnitt verdeutlicht die

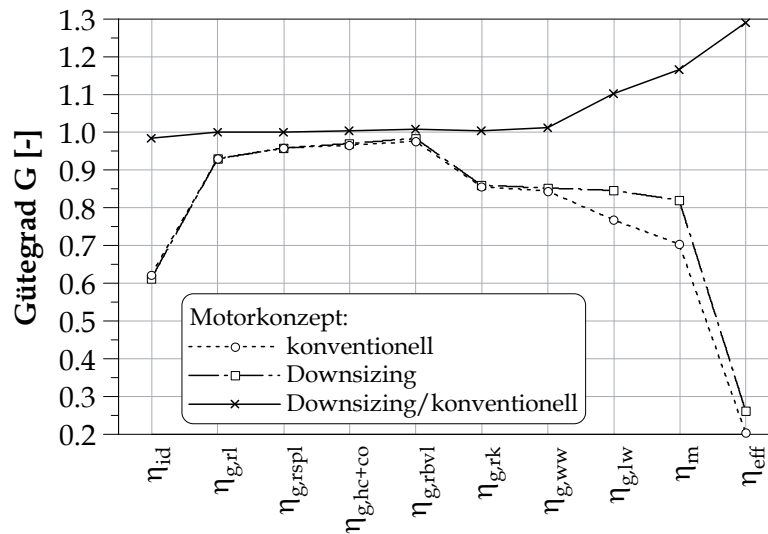


Abbildung 4.2: Vergleich der Gütegrade von Downsizing- und konventionellem Otto-Motor im NEFZ [Kub07]

Problematisches, dass mit einer abnehmenden Last der Wirkungsgrad des Motors stark abfällt. Unter der rein phänomenologischen Betrachtung ist es somit von Vorteil, den Motor bei möglichst hohen effektiven Mitteldrücken zu betreiben. Mit den Randbedingungen eines identischen Fahrzeuggewichtes und Achsübersetzung bleibt das geforderte Drehmoment konstant. Aus der Definitionsgleichung für den effektiven Mitteldruck $p_{m,eff}$ folgt die Hubraumreduzierung als alleinige motorische Umsetzungsmöglichkeit zu dessen Erhöhung.

$$p_{m,eff} = \frac{4 \pi M}{V_h} \quad (4.1)$$

In Kuberczyk [Kub07] wird ein Vergleich zwischen einem konventionellen freisaugenden Ottomotor und einem Downsizing-Motor für einen NEFZ vorgestellt. Das Ergebnis dessen beinhaltet Abbildung 4.2. Als Randbedingungen wurden bei dem Downsizing-Konzept das Verdichtungsverhältnis abgesenkt und die Achsübersetzung verlängert. Ersteres trägt der erhöhten Klopfneigung Rechnung. Es resultiert daraus ein geringerer Wirkungsgrad des Idealprozesses. Zweites ist für die Einstellung der Fahrleistungsneutralität nötig, da das Downsizing-Konzept in dieser Untersuchung eine Leistungssteigerung im Vergleich zum Referenzmotor besitzt. Hierdurch kommt es zu einer Drehzahlabenkung (Downrating), welche die mechanischen Verluste dramatisch verkleinert [Kub07].

Die Unterschiede in den Gütegraden des Hochdruck-Prozesses beider Konzepte sind insgesamt marginal. Neben dem bereits angesprochenen idealen Wirkungsgrad sind noch die Gütegrade durch realen Brennverlauf und Wandwärme auffällig. Hier besitzt der Downsizing-Motor Vorteile, die sich auf die Drehzahlabenkung und die höhere Last zurückführen lassen [Kub07]. Aus dem Vergleich wird ersichtlich, dass der bedeutende Anteil der Wir-

kungsgradsteigerung eines Downsizing-Motors im NEFZ aus thermodynamischer Sicht alleinig aus den verringerten Ladungswechselverlusten resultiert. Weiteres Potenzial bietet die Möglichkeit des Downratings im Hinblick auf die mechanischen Verluste.

Zweifelsfrei hat der NEFZ einen hohen Stellenwert bei der Auslegung und Entwicklung von Verbrennungsmotoren, jedoch bildet er den realen Kundenbetrieb nur teilweise ab. Das liegt auch daran, dass alleinig der untere linke Quadrant des Motorkennfeldes (vgl. Abbildung 4.1) genutzt wird. Es ist aber unverzichtbar, auch nach den Auswirkungen von Downsizing auf die restlichen Kennfeldbereiche zu fragen [KLGW08].

Die brennverfahrensseitigen Herausforderungen aufgeladener Ottomotoren werden beispielsweise in Golloch [Gol05], Bunsen [Bun12], Habermann [Hab00] und Scheele [Sch99] diskutiert. Hierbei wird das Phänomen der klopfenden Verbrennung als die Hauptursache für eine Wirkungsgradminderung in oberen Kennfeldbereichen angesehen [Hab00]. Obwohl Klopfen auch bei Saugmotoren von Bedeutung ist, verschärft es sich bei aufgeladenen Ottomotoren nochmals deutlich [GE04]. Einen direkten Einfluss hat dieser Mechanismus zwar nur auf die Voll-Last und den voll-lastnahen Bereich, die Klopfbegrenzung macht allerdings eine Verdichtungsabsenkung erforderlich. Das zieht bei konventionellen Kurbeltrieben mit konstanter Verdichtung wiederum im gesamten Motorkennfeld eine Wirkungsgradverschlechterung nach sich [Sch99].

Ein weiterer Punkt sind die auf das Zylinderhubvolumen bezogenen, steigenden umgesetzten Energiemengen des Downsizing-Motors. Mit zunehmenden Mitteldrücken kommt es in erster Näherung zu einem linearen Anstieg der Bauteiltemperaturen, wodurch sich auch die absolut an das Kühlwasser abgegebene Wärmemenge vergrößert [Gol05]. Weiterhin sind in diesem Zusammenhang die maximal zulässigen Abgastemperaturen von Bedeutung. Heutige Serienmotoren benutzen bei hohen Lasten und Drehzahlen in der Regel aus Bauteilschutzgründen das Mittel der Anfettung [MFP⁺07, WLE⁺09], d.h. ein unterstöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis. Hieraus folgt als Nebeneffekt eine Motorinnenkühlung, die wiederum geringere Verbrennungstemperaturen und damit Vorteile in den Wandwärme- und Kalorikverlusten sowie in einer geringeren Klopfneigung hervorruft [EKP08]. Auch sind die Brenngeschwindigkeiten bei leicht fettem Gemisch im Bereich von $\lambda = 0.8$ bis 0.9 am höchsten, wodurch sich ein gutes Voll-Lastverhalten ergibt [Rob05]. Ein Teil der zugeführten chemischen Energie bleibt jedoch immer ungenutzt. Das hat einen negativen Einfluss auf den Wirkungsgrad des Motors zur Folge. Weiterhin ist keine optimale Umsetzung von HC- und CO-Emissionen im Katalysator möglich und auch die nicht limitierten Schadstoffe nehmen erheblich zu [Umw06].

4.1 Charakteristische Lastpunkte

Die bisherigen Ausführungen bezogen sich auf die grundsätzlichen Merkmale eines Downsizing-Konzeptes und den Vergleich mit konventionellen Ottomotoren. Daraus konnten die allgemeinen Stärken und Schwächen eines aufgeladenen hubraumreduzierten Ottomo-

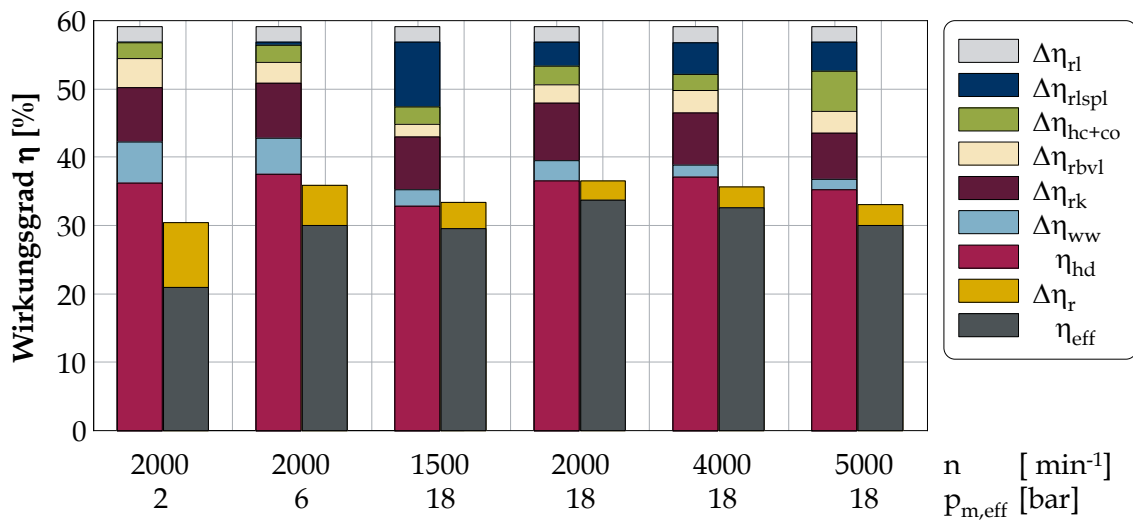


Abbildung 4.3: Wirkungsgradketten charakteristischer Lastpunkte aus dem Kennfeld eines Downsizing-Motors

tors abgeleitet werden. Für die genaue Quantifizierung der Einzelverluste erfolgt an dem in Kapitel 3 vorgestellten, ausgeführten Downsizing-Motor eine Analyse der Verlustkette spezifischer Lastpunkte, die repräsentativ für die Kennfeldbereiche des NEFZ sowie die angesprochenen Problembereiche sind. Das sind im Speziellen zwei Teillastpunkte bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 und 6 bar sowie vier voll-lastnahe Betriebspunkte bei 18 bar und 1500, 2000, 4000 und 5000 min^{-1} . Abbildung 4.3 enthält die Wirkungsgradketten dieser Punkte.

Der größte Einzelverlust, der im Rahmen der in Abschnitt 2.4 vorgestellten Verlustanalyse jedoch nicht explizit als solcher dargestellt wird, ist der des idealen Vergleichsprozesses. Dieser rein von dem Verdichtungsverhältnis abhängige Anteil beträgt 41.0 %Pkt. Die Relationen jenes Teilungsschrittes werden in Abschnitt 4.2 weiter vertieft.

Als zweiter bedeutender Verlustanteil zeigt sich der Verlust durch reale Kalorik mit einer Größe zwischen 6.7 %Pkt. bei 5000 min^{-1} und 18 bar sowie 8.4 %Pkt. bei 2000 min^{-1} und 18 bar. In der betrachteten Gegenüberstellung ist sein Stellenwert in der Wirkungsgradkette sowohl von der Drehzahl als auch der Last unabhängig. Jene Eigenschaft verleiht ihm eine besondere Bedeutung für Maßnahmen zur Wirkungsgradsteigerung, da sie im gesamten Motorkennfeld eine ähnliche Relevanz aufweisen.

Die weiteren Verlustanteile besitzen in ihrer Größe charakteristische Abhängigkeiten von der Last oder der Drehzahl. Anhand von Abbildung 4.4, welche die Gütegrade für die Betriebspunkte aus Abbildung 4.3 enthält, wird auf diese Relationen weiter eingegangen. Die wirkungsgradoptimale Schwerpunktlage der Verbrennung einzustellen gestaltet sich als ein Problem, das in voll-lastnahen Betriebspunkten, insbesondere bei geringen Drehzahlen, auftritt. Dieser Zusammenhang wird durch die Gütegrade des Lastschnittes bei 2000 min^{-1} sowie des Drehzahlschnittes bei 18 bar deutlich. Steigt die Last bei konstanter Drehzahl

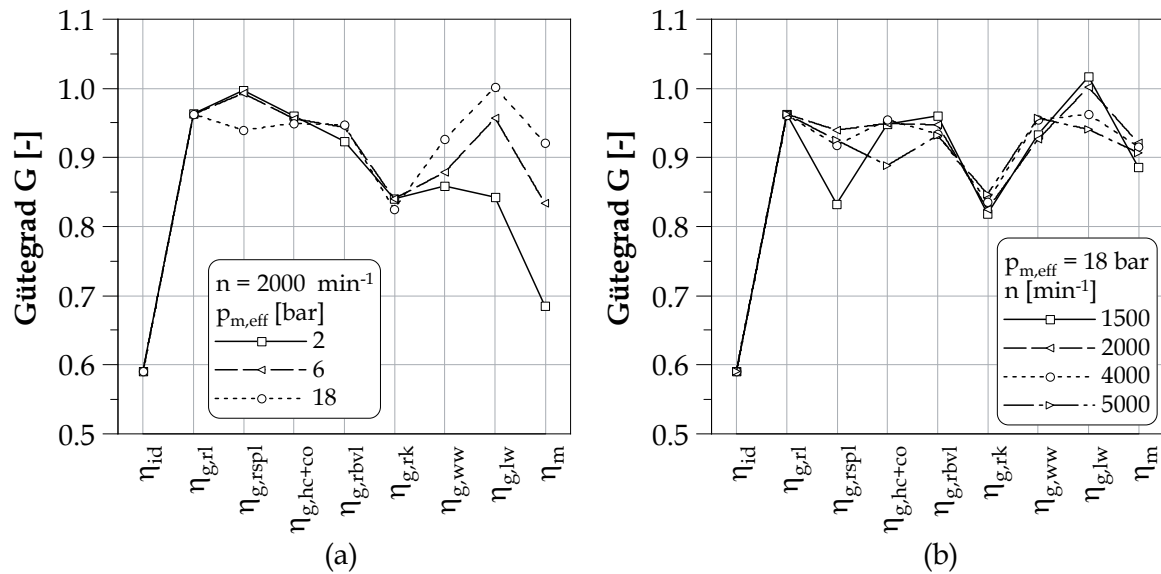


Abbildung 4.4: Gütegrade charakteristischer Lastpunkte: (a) Lastschnitt bei 2000 min^{-1} , (b) Drehzahlschnitt bei einem effektiven Mitteldruck von 18 bar

an, so verschlechtert sich der Gütegrad durch reale Schwerpunktlage. Bei 1500 min^{-1} und 18 bar ist dieser Verlustanteil, nach dem durch den idealen Vergleichsprozess beschrieben, am bedeutungsvollsten (vgl. Abbildung 4.3). Aber auch bei hohen Drehzahlen nimmt der Gütegrad durch reale Schwerpunktlage in dieser Gegenüberstellung im Vergleich zu 2000 min^{-1} und 18 bar ab.

Das Phänomen der klopfenden Verbrennung, welche den primären Faktor für den Verlust durch reale Schwerpunktlage darstellt, nimmt tendenziell mit einer steigenden Drehzahl durch die geringer werdende Verweildauer des unverbrannten Gemisches bei hohen Werten von Temperatur und Druck ab. Jedoch überlagern sich weitere Einflüsse, die den Zeiteffekt über einen diskreten Drehzahlbereich überkompensieren. Zum einen sind das gesteigerte Zylinderfüllungen durch günstige dynamische Saugrohrschwingungen und zum anderen die Auswirkungen der anwachsenden Abgastemperaturen, welche über den Abgasgehalt der Zylinderladung zu erhöhten Gemischtemperaturen führen [Kle04]. Besonders bei turboaufgeladenen Motoren, die über eine schlechtere Abgasausspülung des Brennraumes durch erhöhte Abgasgegendrucke im Vergleich zu freisaugenden Motoren verfügen [Hab00], spielt jener Zusammenhang eine Rolle.

Überdies nehmen hierdurch die Ladungswechselerluste bei hohen Drehzahlen und Lasten zu, die üblicherweise im gedrosselten Bereich eines quantitativ geregelten Ottomotors von Bedeutung sind. Das wird an den mit einer steigenden Drehzahl fallenden Gütegraden durch Ladungswechsel in Abbildung 4.4 (b) deutlich. Sie liegen auf dem Niveau des Teillastpunktes bei 2000 min^{-1} und 6 bar in Abbildung 4.4 (a).

Weiterhin ist bei hohen Drehzahlen und Lasten die Anfettung aus Bauteilschutzgründen bereits als wirkungsgradmindernde Maßnahme identifiziert worden. Unter den aus-

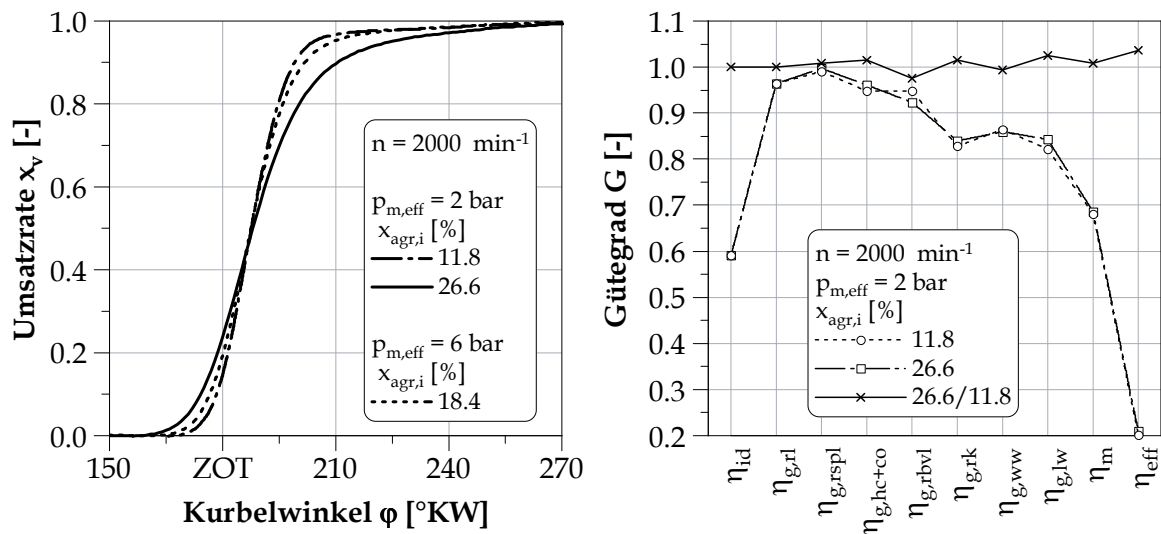


Abbildung 4.5: Umsatzraten und Gütegrade ausgewählter Betriebspunkte in der Teillast bei unterschiedlichen internen Abgasgehalten der Zylinderfüllung

gewählten Betriebspunkten besitzt der bei 5000 min^{-1} und 18 bar eine 7.5 %ige Kraftstoffanreicherung gegenüber einem stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis. Die Korrelation zu den restlichen Betriebspunkten in Abbildung 4.4 zeigt einen um $\approx 6 \%$ geringeren Gütegrad durch reale HC- und CO-Emissionen. Dieser Nachteil wird jedoch teilweise kompensiert, da die Verluste durch reale Schwerpunktlage, reale Kalorik und realen Brennverlauf aus den bereits beschriebenen Gründen abnehmen. Die dargelegten Veränderungen der Wirkungsgradkette im Hochdruckteil in Relation zu dem stöchiometrisch betriebenen Punkt bei 4000 min^{-1} und 18 bar sind auch anhand von Abbildung 4.3 ersichtlich.

Die Teillastbetriebspunkte sind hauptsächlich von den bei einem quantitativ geregelten Ottomotor systemimmanenten Ladungswechselverlusten sowie mit sinkender Last zunehmenden Verlusten durch realen Brennverlauf und reale Wandwärme geprägt. Das ist sowohl anhand der Wirkungsgradketten in Abbildung 4.3 als auch der Gütegrade in Abbildung 4.4 (a) sichtbar.

Die abnehmende Brenngeschwindigkeit geht aus einer Reduzierung der Gemischreaktivität hervor [Alm85,Süd88]. Das ist damit zu erklären, dass zum einen die Dichte im Brennraum kleiner wird und zum anderen der interne Abgasgehalt der Zylinderfüllung durch entsprechende Ventilsteuerzeiten hoch ist (vgl. Abschnitt 5.1). Abbildung 4.5 verdeutlicht diesen Zusammenhang anhand der Umsatzraten für die Betriebspunkte aus Abbildung 4.3 bei 2000 min^{-1} und 2 sowie 6 bar. Weiterhin ist ein Graph für den Lastpunkt bei 2000 min^{-1} und 2 bar mit einem geringeren internen Abgasgehalt dargestellt. Die Brenngeschwindigkeit und insbesondere der Ausbrand verschlechtern sich hierbei mit einem ansteigenden internen Abgasgehalt. Wird die Umsatzrate für 6 bar dazu betrachtet, so liegt trotz eines internen Abgasgehaltes von 18.4 % im Vergleich zu 11.8 % die Brenngeschwindigkeit wieder auf ähnlichem Niveau des Betriebspunktes bei 2 bar. Das unterstreicht die Wirkung der

Tabelle 4.1: Energetische Verlustanalyse charakteristischer Lastpunkte bei 2000 min^{-1} in Ergänzung zu Abbildung 4.4 (a)

effektiver Mitteldruck [bar]	2	6	18
Zugeführte Wärme [J]	345.20	689.98	1856.01
Idealprozess [J]	203.62	407.25	1095.26
Reale Ladung [J]	195.98	391.96	1053.21
Reale Schwerpunktlage [J]	195.63	388.83	989.28
Reale HC- und CO-Emissionen [J]	187.64	371.80	938.20
Realer Brennverlauf [J]	173.05	350.61	887.81
Reale Kalorik [J]	145.24	294.66	731.79
Reale Hochdruck-Arbeit [J]	124.75	258.87	677.24
Indizierte Arbeit [J]	104.94	247.41	677.93
Effektive Arbeit [J]	71.93	206.40	623.73

Dichte der Zylinderfüllung.

Der hohe interne Abgasgehalt bei kleinen Lasten ist jedoch bewusst eingestellt, da hiermit die Ladungswechselverluste verringert werden können. Die Verluste durch Ladungswechsel und realen Brennverlauf beeinflussen sich dadurch wechselseitig, was exemplarisch in Abbildung 4.5 gezeigt ist. Dabei sind die Gütegrade des Lastpunktes bei 2000 min^{-1} und 2 bar aus Abbildung 4.4 (a) mit einem internen Abgasgehalt von 26.6 % mit dem Betriebspunkt aus Abbildung 4.5 bei gleicher Drehzahl und Last, jedoch einem geringeren internen Abgasgehalt von 11.8 %, gegenübergestellt. Anhand dieses Vergleiches wird ersichtlich, dass der schlechtere Gütegrad durch realen Brennverlauf hauptsächlich durch den besseren Ladungswechsel, Kalorik sowie günstigeres Emissionsverhalten überkompensiert wird.

Weiterhin werden die Wandwärmeverluste aus der Sicht der Gütegrade und Wirkungsgrade mit einer abnehmenden Last größer (vgl. Abbildung 4.3 und 4.4 (a)). Die Betrachtung der energetischen Wandwärmeverluste für den Lastschnitt bei 2000 min^{-1} , die sich aus der Differenz der Energien für reale Kalorik und reale Hochdruck-Arbeit aus Tabelle 4.1 ergeben, zeigen jedoch ein anderes Bild auf. Sie fallen von 54.55 J für 18 bar, 35.79 J für 6 bar und 20.49 J für 2 bar mit einer sinkenden Last ab. Das ist insofern auch plausibel, da bei der höheren Last der Wärmeübergangskoeffizient, der sowohl von den Strömungsbedingungen in Wandnähe als auch der Dichte abhängt [Gel06], größer ist. Das intensiviert den Wandwärmeübergang (vgl. Gleichung (2.9)). Durch den Bezug der Wirkungsgrade auf die insgesamt zugeführte Energie ergibt sich aus prozentualer Sichtweise bei geringen Lasten eine anwachsende Bedeutung dieses Verlustanteiles.

Gleiches gilt auch für die Verluste durch Reibung. Aus der energetischen Sicht verliert dieser Verlustanteil bei geringen Lasten an Relevanz. Bezogen auf die insgesamt zugeführte Energie steigt hingegen der Stellenwert der mechanischen Verluste mit einer sinkenden Last an. Insbesondere in der Teillast ist dieser Verlustanteil nicht zu vernachlässigen (vgl. Abbildung 4.3).

4.2 Wirkungsgrad-Faktoren

Die Analyse der Verlustketten charakteristischer Lastpunkte in Abschnitt 4.1 impliziert eine Quantifizierung der Verlustanteile eines Downsizing-Motors. Damit können maßgebliche Einflussfaktoren auf das Brennverfahren stellvertretend für das gesamte Last-Drehzahl-Kennfeld identifiziert werden. Abbildung 4.6 enthält ergänzend hierzu eine Systematisierung jener Faktoren hinsichtlich der Lastbereiche, in denen sie von Bedeutung sind.

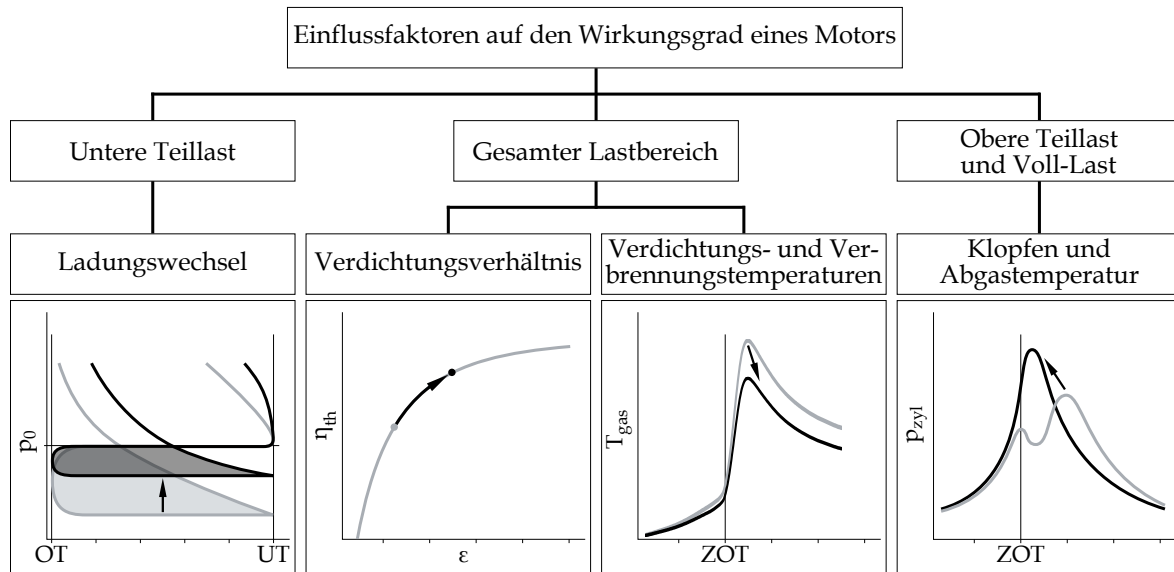


Abbildung 4.6: Einflussfaktoren auf den Wirkungsgrad eines Motors, geordnet nach den Lastbereichen in denen sie wirksam sind

Das Verdichtungsverhältnis sowie die Temperaturen während der Verdichtung und Verbrennung sind Parameter, die einen übergeordneten Stellenwert für den Hochdruck-Wirkungsgrad besitzen. Die Ursache hierfür liegt in ihren Wirkmechanismen, welche im gesamten Lastbereich des Motors von Bedeutung sind. Das Verdichtungsverhältnis ist nicht nur der maßgebende Faktor für den größten Einzelverlust des idealen Vergleichsprozesses, sondern er hat auch auf die Temperaturen der Verdichtung und Verbrennung gleichermaßen einen Einfluss. Die Temperaturdifferenz zwischen dem Arbeitsgas und der Zylinderwand ist nach Gleichung (2.9) wiederum das dominierende Element für die Größe der Wandwärmeverluste. Entscheidender ist aber noch die Abhängigkeit der Gaseigenschaften von der Temperatur der Zylinderfüllung, welche die Verluste durch reale Kalorik steuert. Hierbei gilt allgemein für ein konstantes Verbrennungsluftverhältnis: Je niedriger die Gas-temperatur ist, desto geringer fallen die Kalorikverluste aus [Kub07]. Die Abhängigkeit von dem Zylinderdruck hat eine untergeordnete Relevanz [PZ12] (vgl. Abbildung C.1 in Anhang C).

Im Gegensatz hierzu ist das Phänomen der klopfenden Verbrennung eine direkte Funktion des Gaszustandes. Außerdem spielt die Gaszusammensetzung (Luft-, Kraftstoff- und Abgasgehalt) eine Rolle, wobei die Wirkung der hohen Temperatur des internen Abgas-

es überwiegt [WDPT04]. Zusammen mit den Abgastemperaturen sind beide Effekte in oberen Lastbereichen zu finden. Die klopfende Verbrennung ist bei geringen Drehzahlen stärker ausgeprägt und die Problematik der Überschreitung der maximalen Bauteiltemperaturen im Abgastrakt bei hohen Drehzahlen. Muss durch die Klopfbegrenzung von der optimalen in spätere Verbrennungsschwerpunktlagen ausgewichen werden, zieht das gleichzeitig eine Erhöhung der Abgastemperaturen nach sich. Tritt eine Überlagerung beider Effekte bei hohen Drehzahlen auf, beeinflussen sie sich damit auch gegenseitig.

Die untere Teillast ist vor allem durch die Ladungswechselverluste geprägt. Diese fallen bei einem Downsizing-Konzept zwar insgesamt geringer aus als bei einem konventionellen Motor (vgl. Abbildung 4.2), jedoch bleiben sie weiterhin von hoher Relevanz für den im Zertifizierungszyklus NEFZ hauptsächlich durchfahrenen unteren linken Kennfeldbereich.

Der Zusammenhang zwischen den spezifischen Wirkungsgrad-Faktoren der oberen Teillast und Voll-Last sowie der unteren Teillast liegt in dem Verdichtungsverhältnis. Es ist durch das Klopfverhalten des Motors bei hohen Lasten festgelegt und beschreibt zugleich den theoretisch maximal möglichen Hochdruck-Wirkungsgrad bei geringen Lasten. Ein Mittel zur Steigerung des Wirkungsgrades im gesamten Kennfeld des Motors zu finden, das in der Lage ist diese Abhängigkeit aufzulösen, ist Inhalt dieser Arbeit. In Kapitel 5 wird die Ladungsverdünnung als eine Möglichkeit hierfür vorgestellt und diskutiert.

5 Ladungsverdünnung als Maßnahme zur Wirkungsgradsteigerung

Unter einer Ladungsverdünnung bei Ottomotoren ist die Zugabe von Gasen zur Frischladung zu verstehen, die sich inert verhalten. Dafür können zwar grundsätzlich verschiedenste Gase genutzt werden, jedoch bieten sich bei mobilen Anwendungen aufgrund des natürlichen Vorkommens im direkten Umfeld des Motors Luft und Abgas an. Andere Gase würden Zusatzeinrichtungen zur Speicherung und Betankung benötigen. Im Folgenden wird auf die beiden Verfahren der Verdünnung mit Luft und Abgas sowie deren Wirkung näher eingegangen. Außerdem findet eine abschließende Bewertung statt.

5.1 Verfahren

Eine Ladungsverdünnung mit Luft ist durch ein überstöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis im Zylinder gekennzeichnet. Dieses Verfahren wird auch als Abmagerung bezeichnet. Dabei ist die eingespritzte Kraftstoffmasse m_b geringer, als für die angesaugte Frischluftmenge m_l mindestens notwendig gewesen wäre.

$$\lambda = \frac{m_l}{L_{st}m_b} \quad (5.1)$$

Für die Umsetzung der Ladungsverdünnung mit Luft sind am Motor keine zusätzlichen Anbauteile erforderlich. Als einzige Voraussetzung ist eine Breitband-Lambda-sonde zur Überwachung des Verbrennungsluftverhältnisses unverzichtbar. Bei aktuellen Serienmotoren ist diese jedoch bereits obligatorisch vorhanden. Außerdem kann in Abhängigkeit der Abgasgesetzgebung und Abmagerfähigkeit eine spezielle Abgasnachbehandlung zur Reduktion der Stickoxid-Emissionen notwendig sein [MBA12, BWLP13].

Die Abgasrückführung bietet im Vergleich zur Abmagerung deutlich mehr Umsetzungsmöglichkeiten. Eine erste Einteilung nach der Herkunft kann in internes und externes Abgas vorgenommen werden. Internes Abgas ist dabei das, was im Bereich des Brennraumes verbleibt oder aus den unmittelbar angrenzenden Ansaug- und Auslasskanälen stammt. Externes Abgas ist im Gegensatz dazu durch die Führung durch externe Leitungen aus dem Abgastrakt auf die Saugseite gekennzeichnet.

Ein gewisser Anteil an internem Abgas ist bedingt durch unvollständiges Ausschleiben und Ausspülen des Schadvolumens des Brennraumes immer ein Bestandteil der Zylinderladung. Hierfür wird auch der Begriff Restgas verwendet. Er besitzt eine Abhängigkeit von dem Verdichtungsverhältnis des Motors, welches die Relation von dem Hub- zum Schadvolumen beschreibt. Weiterhin lässt sich der interne Abgasgehalt durch spezielle Steuerzei-

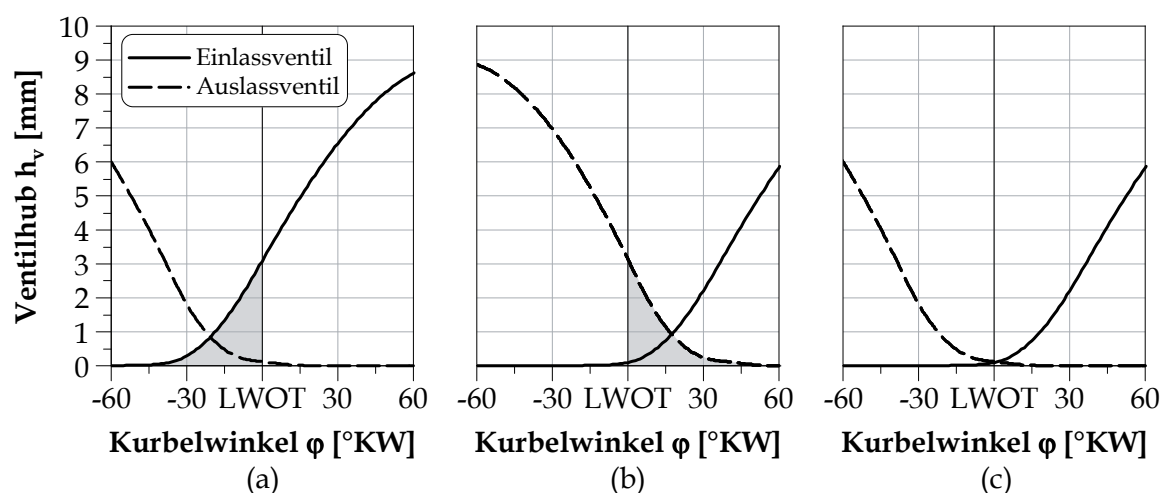


Abbildung 5.1: Varianten der internen Abgasrückführung: (a) Einlasskanalrückführung, (b) Auslasskanalrückführung, (c) Brennraumrückführung

ten der Ein- und Auslassventile gezielt beeinflussen. Nach Fuchs [Fuc12] lassen sich drei verschiedene Varianten unterscheiden: Einlasskanal-, Auslasskanal- und Brennraumrückführung. Abbildung 5.1 zeigt für die drei Varianten exemplarische Ventilhubkurven.

Bei der Einlasskanalrückführung öffnet das Einlassventil bereits vor dem Ladungswechsel-OT, sodass Abgas in das Saugrohr ausgeschoben und im folgenden Ansaugtakt wieder in den Brennraum gesaugt wird. Im Fall der Auslasskanalrückführung geschieht dieser Vorgang genau umgekehrt. Aufgrund des Schließens des Auslassventils nach dem Ladungswechsel-OT wird das Abgas direkt aus dem Auslasskanal durch die Abwärtsbewegung des Kolbens wieder angesaugt. Im Gegensatz dazu verbleibt die gewünschte Abgasmenge bei der Brennraumrückführung immer in selbigem. Infolge des Schließens des Auslassventils vor und Öffnens des Einlassventils nach dem Ladungswechsel-OT erfolgt dabei eine Zwischenverdichtung des Zylinderinhaltes.

Weiterhin sind die Größe und Lage der Ventilüberschneidung im Bereich des Ladungswechsel-OT sowie die Druckverhältnisse im Einlass- und Auslasstrakt von Bedeutung. Sind beide Ventile gleichzeitig geöffnet, kommen zu den durch die Kolbenbewegung initiierten Massenströmen noch die durch den Druckausgleich hinzu [Sch05]. Bei einem negativen Spülgefälle strömen die Abgase in das Saugrohr und werden analog zur Einlasskanalrückführung im Ansaugtakt wieder angesaugt. Herrscht ein positives Spülgefälle, wie es beispielsweise bei mechanisch aufgeladenen Motoren immer der Fall ist [Gol05], wird Frischluft aus dem Saugrohr in den Brennraum gespült und damit Abgas verdrängt. Die interne Abgasmasse verringert sich durch diese Maßnahme.

Darüber hinaus sind für spezielle Brennverfahren weitere Ventilsteuerzeiten zur Steuerung des internen Abgasgehaltes bekannt, wie beispielsweise Doppelhub-Strategien bei der kontrollierten Selbstzündung (vgl. Wolters et al. [WSG⁺03], Lang et al. [LSH⁺05], Babic [Bab11]). Jene benötigen allerdings große Freiheitsgrade bezüglich der Variabilität des

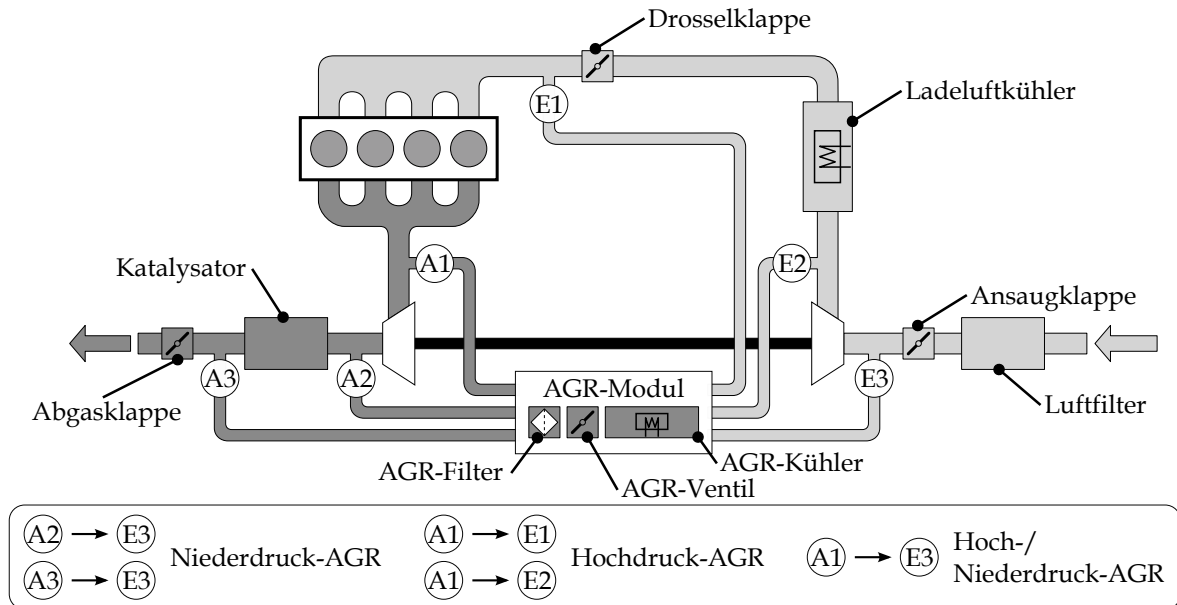


Abbildung 5.2: Varianten zur Umsetzung der externen Abgasrückführung (in Anlehnung an Bunsen [Bun12])

Ventiltriebes [Sar09] und werden darum in dieser Arbeit nicht betrachtet.

Bei der externen Abgasrückführung eröffnen sich bei aufgeladenen Motoren diverse Realisierungsmöglichkeiten. Eine Systematisierung mit den potenziellen Entnahme- und Einleitungsstellen enthält Abbildung 5.2. Die Unterschiede zwischen den Entnahmestellen im Abgastrakt (A1, A2 und A3) und den Einleitungsstellen im Ansaugtrakt (E1, E2 und E3) liegen zum einen in den unterschiedlichen Druckverhältnissen. Hieraus leiten sich die Bezeichnungen Hochdruck-AGR, für die Entnahme und Zuführung auf hohem Druckniveau (A1, E1 und E2), sowie Niederdruck-AGR, für die auf niedrigem Druckniveau (A2, A3 und E3), ab. Auch eine Kombination aus einer Hoch- und Niederdruck-AGR (A1 und E3), welche als Höchstdruck-AGR bezeichnet wird, ist denkbar. Zum anderen variieren die Entnahmestellen in der Abgaszusammensetzung. Die Entnahme von Abgas nach dem Katalysator (A3) ist durch niedrigere Konzentrationen an HC-, CO- und NO_x-Emissionen gekennzeichnet als vor dem Katalysator (A1 und A2). Damit reduziert sich die Reaktivität der zurückgeführten Abgase [HMB⁺09] und der inerte Charakter verstärkt sich.

Außerdem sind in Abbildung 5.2 weitere optionale Komponenten für die externe Abgasrückführung enthalten. Dazu gehören die variablen Drosselstellen im Ansaug- und Abgastrakt, welche zur Beeinflussung der Druckverhältnisse dienen. Zusammen mit dem AGR-Ventil übernehmen sie die Regelung des Abgasmassenstromes, der in das Saugrohr zurückgeführt werden soll. Außerdem sind in dem AGR-Modul ein optionaler AGR-Filter und -Kühler dargestellt. Damit können die Gaseigenschaften hinsichtlich des Verschmutzungsgrades und der Temperatur beeinflusst werden.

Die Definition des gesamten Abgasgehaltes x_{agr} der Zylinderladung zum Zeitpunkt

„Einlass schließt“ lautet folgendermaßen:

$$x_{agr} = \frac{m_{agr}}{m_l + m_b + m_{agr}} 100\% \quad (5.2)$$

Darin ist die gesamte Abgasmasse m_{agr} auf die Zylinderfüllung, bestehend aus Luft-, Brennstoff- und Abgasmasse m_l , m_b und m_{agr} bezogen. Die totale zurückgeführte Abgasmasse besteht wiederum aus den Anteilen der intern und extern zurückgeführten Abgasmengen $m_{agr,i}$ und $m_{agr,e}$. Um den Einfluss beider zu trennen, wird weiterhin in einen internen und externen Abgasgehalt $x_{agr,i}$ und $x_{agr,e}$ unterschieden.

$$x_{agr,i} = \frac{m_{agr,i}}{m_l + m_b + m_{agr,i}} 100\% \quad (5.3)$$

$$x_{agr,e} = \frac{m_{agr,e}}{m_l + m_b + m_{agr,e}} 100\% \quad (5.4)$$

Im Gegensatz zum allgemeinen Abgasgehalt nach Gleichung (5.2) weichen Gleichung (5.3) und (5.4) in ihrem Bezug ab. Das hat im Fall des externen Abgasgehaltes messtechnische Gründe. Er kann über eine CO_2 -Messung am Prüfstand direkt bestimmt werden (vgl. Abschnitt 3.2). Die CO_2 -Massenbilanz zwischen dem Saugrohr und der Abgasanlage liefert [EKP08]:

$$x_{agr,e} = \frac{x_{\text{CO}_2,s} - x_{\text{CO}_2,l}}{x_{\text{CO}_2,abg} - x_{\text{CO}_2,l}} 100\% \quad (5.5)$$

Des Weiteren liegt in der Regel der interne Abgasgehalt zu diesem Zeitpunkt noch nicht vor, weshalb der Bezug zur gesamten Zylindermasse nicht möglich ist. Er muss erst durch eine null- oder eindimensionale Ladungswechselrechnung bestimmt werden. Dafür bildet der Abgasgehalt der einströmenden Luft wiederum eine notwendige Voraussetzung.

Sollen die Ladungsverdünnung mit Luft und Abgas direkt miteinander verglichen werden, bietet sich der Bezug auf die zusätzlich an der Zylinderfüllung beteiligten Masse an. Hierfür wird die massebezogene Verdünnungsrate V eingeführt, die beispielsweise auch in Lumsden et al. [LES97] verwendet wird.

$$V = \frac{m_{l,zus} + m_{agr}}{m_l + m_b + m_{agr}} 100\% \quad (5.6)$$

Darin sind die zusätzliche Masse an Luft $m_{l,zus}$ und Abgas m_{agr} wie folgt definiert:

$$m_{l,zus} = (\lambda - 1) L_{st} m_b \quad (5.7)$$

$$m_{agr} = \frac{(m_l + m_b) x_{agr}}{(1 - x_{agr})} \quad (5.8)$$

In Abbildung 5.3 ist die massebezogene Verdünnungsrate als Funktion des Abgasgehaltes und Verbrennungsluftverhältnisses dargestellt.

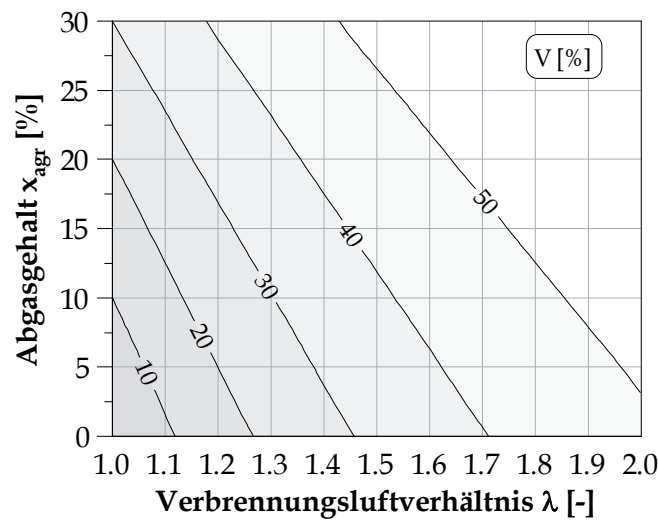


Abbildung 5.3: Massebezogene Verdünnungsrate als Funktion des Verbrennungsluftverhältnisses und Abgasgehaltes [Fri07]

5.2 Wirkung

Die Wirkung der Ladungsverdünnung auf den ottomotorischen Arbeitsprozess ist in diversen wissenschaftlichen Arbeiten untersucht worden (vgl. Fricke [Fri07], Pöhls [Pöh01], Scheele [Sch99], Wagner [Wag99], Weller [Wel98], Tielkes [Tie97], Hunger [Hun10], Schwarz [Sch05], Südhaus [Süd88], von Andrian [And00], Liesen [Lie97]). Im Folgenden wird daraus eine Übersicht der wichtigsten Einflussfaktoren auf den ottomotorischen Arbeitsprozess gegeben. Dabei erfolgt entsprechend der Systematisierung aus Abschnitt 4.2 eine Unterteilung in die im gesamten Lastbereich, der unteren Teillast sowie der oberen Teillast und Voll-Last wirksamen Bestandteile.

Im gesamten Lastbereich verursacht die Ladungsverdünnung eine Veränderung der thermischen Gemischeigenschaften. Das beeinflusst die Verluste durch reale Ladung und reale Kalorik. Abbildung 5.4 (a) gibt einen Überblick über den Verlauf des Isentropenexponenten für unverbranntes Gemisch $\kappa_{g,uv}$ über dem Verbrennungsluftverhältnis und Abgasgehalt. Mit einer zunehmenden Abmagerung nähern sich die Stoffeigenschaften denen von Luft an, d.h. der Isentropenexponent während der Kompression steigt. Die Verluste durch reale Ladung sinken demzufolge. Bei der Ladungsverdünnung mittels Abgas ist dieser Effekt geringer ausgeprägt, da der Isentropenexponent von Abgas kleiner ist als der der Luft. Das wird auch anhand von Abbildung 5.4 (b) deutlich, welche die Veränderung des Isentropenexponenten für verbranntes Gemisch κ_{abg} in Abhängigkeit des Verbrennungsluftverhältnisses zeigt. Für ein stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis sind die Stoffeigenschaften des Abgases unabhängig von dem Abgasgehalt der angesaugten Verbrennungsluft. Auch während der Expansion profitiert die Abmagerung damit stärker von der Verbesserung der Stoffeigenschaften der Zylinderladung als die Abgasrückführung.

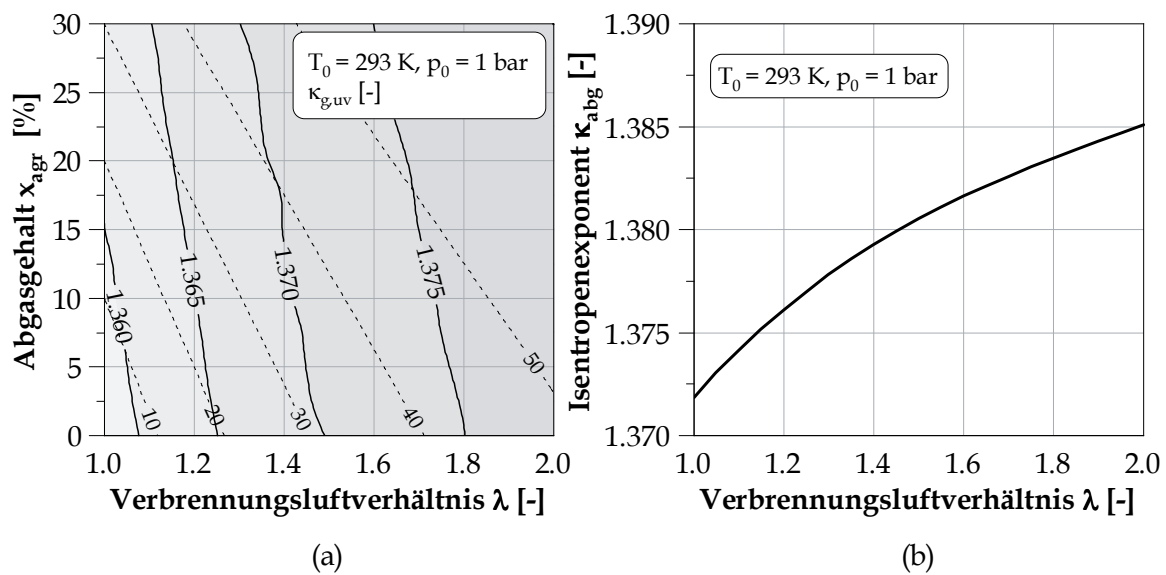


Abbildung 5.4: Abhängigkeit des Isentropenexponenten von dem Abgasgehalt und Verbrennungsluftverhältnis (in Anlehnung an Fricke [Fri07]): (a) unverbranntes Gemisch, (b) verbranntes Gemisch

Eine Quantifizierung des Verlustanteiles durch reale Ladung enthält Tabelle 5.1. Hierin sind exemplarisch die Varianten der Ladungsverdünnung mit Abgas und Luft bei gleicher massebezogener Verdünnungsrate von 30 % mit dem unverdünnten Fall gegenübergestellt. Die Abmagerung besitzt in diesem Vergleich einen um 0.93 %Pkt. geringeren Verlustanteil durch reale Ladung. Das entspricht einer Reduktion um 27 %. Bei der Abgasrückführung beträgt die Verbesserung lediglich 0.20 %Pkt. und damit 6 %.

Weiterhin ist der Einfluss der Temperatur auf den Isentropenexponenten von Bedeutung. Hierbei spielt die größere absolute Wärmekapazität des Gemisches durch eine Ladungsverdünnung eine Rolle. Sie führt zu einer Abnahme der Abgas- und Verbrennungstemperaturen. Der Verlust durch reale Kalorik profitiert hiervon. Er ist ebenfalls in Tabelle 5.1 enthalten. Um vergleichbare Bedingungen zu simulieren, wurde für alle drei Varianten ein Vibe-Brennverlauf mit dem Formfaktor 2.5, einer Brenndauer von 50 °KW und einer AI50-Lage von 8 °KWnZOT zugrunde gelegt. Außerdem ist der Startdruck für eine glei-

Tabelle 5.1: Einfluss der Stoffeigenschaften bei Ladungsverdünnung mit Luft und Abgas auf die Verluste durch reale Ladung und reale Kalorik ($\epsilon = 10$, $T_0 = 293.15 \text{ K}$, Normierung auf gleiche Volumenänderungsarbeit für Verlust durch reale Kalorik)

Massebezogene Verdünnungsrate V [%]	0	30	30
Abgasgehalt x_{agr} [%]	0	30	0
Verbrennungsluftverhältnis λ [-]	1.00	1.00	1.45
Verlust durch reale Ladung $\Delta\eta_{rl}$ [%Pkt.]	3.39	3.19	2.46
Verlust durch reale Kalorik $\Delta\eta_{rk}$ [%Pkt.]	11.52	9.58	9.27

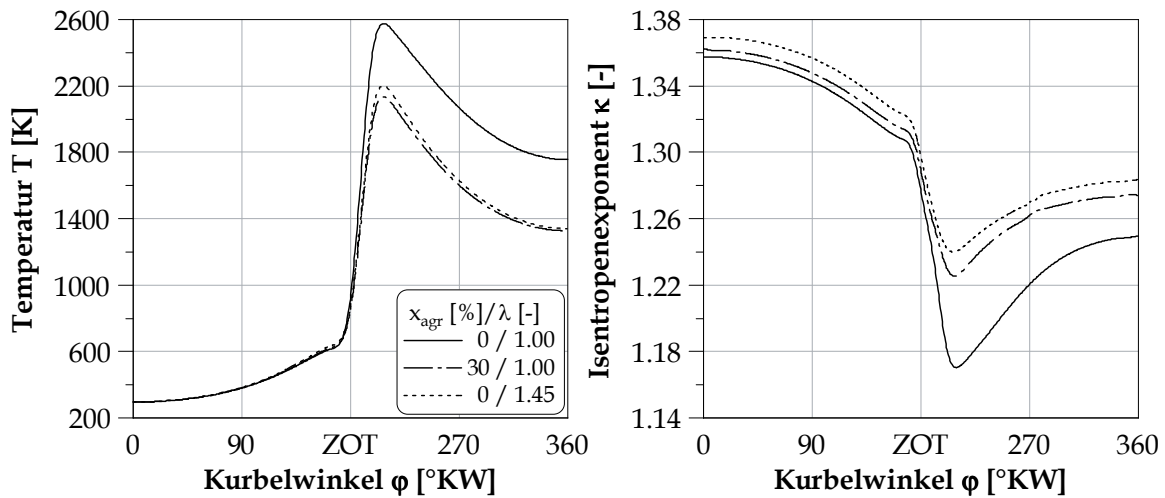


Abbildung 5.5: Verlauf des Isentropenexponenten und der adiabaten Massenmitteltemperatur im Zylinder für unterschiedliche Zusammensetzungen der Zylinderladung

che Volumenänderungsarbeit im Hochdruck-Prozess iterativ angepasst. Er beträgt für den unverdünnten Fall 1.000 bar, für die Abgasverdünnung 1.380 bar und für die Abmagerung 1.340 bar. Der Verlust durch reale Kalorik sinkt bei der Abmagerung im Vergleich zum unverdünnten Fall um 2.25 %Pkt. wiederum stärker als bei der Abgasrückführung mit 1.94 %Pkt. Das entspricht einer prozentualen Verbesserung von 19.5 und 16.8 %.

Die absoluten Werte in Tabelle 5.1 zeigen auf, dass in Korrelation mit dem Verlust durch reale Ladung der Verlust durch reale Kalorik eine größere Bedeutung besitzt. Das unterstreicht die substanzielle Abhängigkeit der Stoffeigenschaften von der Temperatur. Ergänzend dazu enthält Abbildung 5.5 die Verläufe der adiabaten Massenmitteltemperatur im Zylinder und des Isentropenexponenten für die drei miteinander verglichenen Varianten. Die Temperaturen sind bei einer Ladungsverdünnung alleinig während der Verbrennung und Expansion geringer. In diesen Bereichen ergeben sich auch die signifikantesten Unterschiede zwischen den Isentropenexponenten. Insbesondere das Verhältnis von Kompressions- zu Expansionsisentropenexponenten wird hierdurch beeinflusst. Das Charakteristikum einer Ladungsverdünnung im Hinblick auf die Stoffeigenschaften zeigt sich demzufolge vor allem während der Verbrennung und Expansion.

Die Eigenschaft der temperatursenkenden Wirkung der Ladungsverdünnung in diesem Bereich des Arbeitsspieles ist gleichermaßen für den Wärmeübergang über die Zylinderwände von Bedeutung. Neben dem Wärmeübergangskoeffizienten ist die Temperaturdifferenz ein maßgeblicher Faktor für den Wandwärmestrom. Deren Verringerung wirkt sich positiv auf den Wandwärmeverlust aus.

Der Verlustanteil durch reale HC- und CO-Emissionen wird durch eine Ladungsverdünnung ebenfalls im gesamten Lastbereich beeinflusst. Bei der Abmagerung herrscht ein Überangebot an Sauerstoff im Vergleich zur stöchiometrischen Verbrennung. Insbesondere

die CO-Emissionen sinken hierdurch [MSSO04]. Die HC- Emissionen profitieren ebenfalls davon. Allerdings kommt es mit einem steigenden Verbrennungsluftverhältnis aufgrund von Flame-Quenching-Effekten wieder zu einem Anwachsen derer [PKSV84].

Bei der Abgasrückführung werden unverbrannte Bestandteile des Abgases wiederholt der Verbrennung zugeführt. Die Konzentration an HC- und CO-Emissionen im Abgas wird hierdurch aber nur gering beeinflusst [Pöh01]. Die katalytische Behandlung der zurückgeführten Abgase verringert diesen Effekt nochmals. Eine Ausnahme bildet die interne Abgasrückführung. Bei ihr ist das zurückgeführte Abgas durch besonders hohe Konzentrationen unverbrannter Kohlenwasserstoffe gekennzeichnet. Deren erneute Reaktion kann zu einer nennenswerten Absenkung der HC-Emissionen führen [GBR91, Lie97]. Wird der Abgasgehalt über eine gewisse Grenze hinaus gesteigert, fördert dies jedoch ebenfalls das Auftreten von Quench-Effekten mit den entsprechenden Nachteilen [Tie97, Lie97, Geb93].

In der unteren Teillast liegen die bedeutenden spezifischen Wirkungsgradeinbußen in den Ladungswechselverlusten begründet. Mit Hilfe der Ladungsverdünnung kann auf diese Einfluss genommen werden. Ein Teil der angesaugten Frischladung wird dabei durch das Inertgas ersetzt. Damit der Frischluftgehalt bei der Abgasrückführung beziehungsweise die Motorlast bei der Abmagerung konstant bleibt, ist eine Erhöhung der Gasdichte im Saugrohr notwendig. Damit steigt der Saugrohrdruck, wodurch sich die Ladungswechselverluste verringern. Einen systembedingten Vorteil weist hierbei die interne Abgasrückführung auf. Durch die hohe Temperatur der Abgase sinkt die Ladungsdichte [Pöh01]. Dieser als thermische Entdrosselung bezeichnete Effekt senkt die Ladungswechselverluste ebenfalls [Hun10]. Außerdem wirkt er sich positiv auf die Gemischbildung aus. Nachteilig ist das höhere Temperaturniveau hingegen für die Verluste durch reale Kalorik.

Die begrenzenden Elemente der Ladungsverdünnung in der Teillast sind die Zunahme der Brenndauer und des Zündverzuges sowie die Verschlechterung der Laufruhe des Motors [Böw00]. Insbesondere die Brenndauer steuert den Verlustanteil durch realen Brennverlauf (vgl. Abschnitt 4.1). Der Beitrag von Alger et al. [AGM07] zeigt, dass es einen direkten Zusammenhang zwischen der laminaren Brenngeschwindigkeit s_l , als einer Eigenschaft des Gemisches, sowie dem Zündverzug und der Brenndauer gibt. Je geringer beide sind, desto besser ist die Laufruhe des Motors. Die laminare Brenngeschwindigkeit ist nach Gülder [Gül84] in vereinfachter Form folgendermaßen definiert (vgl. Metghalchi und Keck [MK82]):

$$s_l = s_{l0} \left(\frac{T_{g,uv}}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{p}{p_0} \right)^\beta (1 - f \cdot F) \quad (5.9)$$

mit:	$T_{g,uv}$	Temperatur im unverbrannten Gemisch
	p	Druck
	T_0, p_0	Temperatur und Druck bei Referenzbedingungen
	$s_{l,0}$	laminare Brenngeschwindigkeit bei Referenzbedingungen
	α, β	Konstanten für Kraftstoff

f	Konstante
F	Stoffmengenanteil Abgas

Darin ist die laminare Brenngeschwindigkeit bei Referenzbedingungen für einen definierten Kraftstoff eine Funktion des Verbrennungsluftverhältnisses. Sowohl bei unter- als auch bei überstöchiometrischen Bedingungen nimmt sie ab. Weiterhin hängt die laminare Brenngeschwindigkeit von den Druck- und Temperaturverhältnissen ab, wodurch sich eine Lastabhängigkeit ergibt. Außerdem geht der Abgasgehalt in Form des Stoffmengenanteiles in die Berechnung ein. Das drückt die verringerte Konzentration der Reaktionspartner bei der Abgasrückführung aus [Pöh01,Wel98]. Für die Konstante f können der Literatur Werte zwischen 2.1 und 2.3 entnommen werden [RL80,MK82,Gül84].

Eine Verdünnungsrate von 15 % ruft im Fall einer Abmagerung für ein Isooctan-Luft-Gemisch einen Abfall der laminaren Brenngeschwindigkeit um 10 % und bei einer Abgasverdünnung um 27 % hervor. Im Vergleich zur Abmagerung senkt eine Ladungsverdünnung mit Abgas die laminare Brenngeschwindigkeit demnach stärker [ETJ05,Alm85]. Sie ist insbesondere in der Teillast durch diesen Zusammenhang deutlich in dem Verdünnungspotenzial eingeschränkt.

Eine Bestätigung der theoretischen Ausführungen findet sich in den durchgeführten Voruntersuchungen an dem Versuchsmotor in der Konfiguration V mit einem Verdichtungsverhältnis von 11.5. Abbildung 5.6 zeigt die Brenndauer, den Zündverzug und den COV für die beiden Lastpunkte bei 2000 min^{-1} und effektiven Mitteldrücken von 2 sowie 6 bar. Die maximale Verdünnungsrate liegt für die Abmagerung bei beiden Lastpunkten höher. Das kann in einem direkten Zusammenhang mit dem geringeren Zündverzug sowie der kürzeren Brenndauer gesehen werden. Auch die Laufruhe des Motors, ausgedrückt durch den COV, ist bei der Ladungsverdünnung mit Luft an dem Punkt der maximalen Verdünnungsrate bei Abgasrückführung besser.

Die Bedeutung der Ladungsverdünnung für die obere Teillast und Voll-Last ist von dem Phänomen der klopfenden Verbrennung sowie der Abgastemperaturen geprägt. Beide Effekte hängen insofern zusammen, dass aus einer frühen, wirkungsgradoptimalen Schwerpunktlage der Verbrennung niedrigere Abgastemperaturen resultieren. Damit kann sowohl auf den Verlust durch reale Schwerpunktlage als auch auf den Anteil der Anfettung an den Verlusten durch reale HC- und CO-Emissionen Einfluss genommen werden.

Zur Vermeidung einer klopfenden Verbrennung durch eine Ladungsverdünnung mit Luft existieren unterschiedliche Sichtweisen. Gruden et al. [GH79] geben an, dass das niedrigere Temperaturniveau während der Verbrennung sowie die geringere Reaktivität im Endgasbereich für eine sinkende Klopfneigung verantwortlich sind. Auch Kratzsch et al. [KGNM11] gehen von einer klopfensenkenden Wirkung überstöchiometrischer Verbrennungsluftverhältnisse aus. Als Erklärung wird die hohe Sauerstoffkonzentration und die damit verbundene erhöhte erforderliche Aktivierungsenergie zur OH-Radikalen-Bildung gesehen. Demgegenüber stellen Topinka et al. [TGHK04] fest, dass bei einer Abmagerung unter der Randbedingung einer gleichbleibenden Last die Klopfneigung steigt. Als Be-

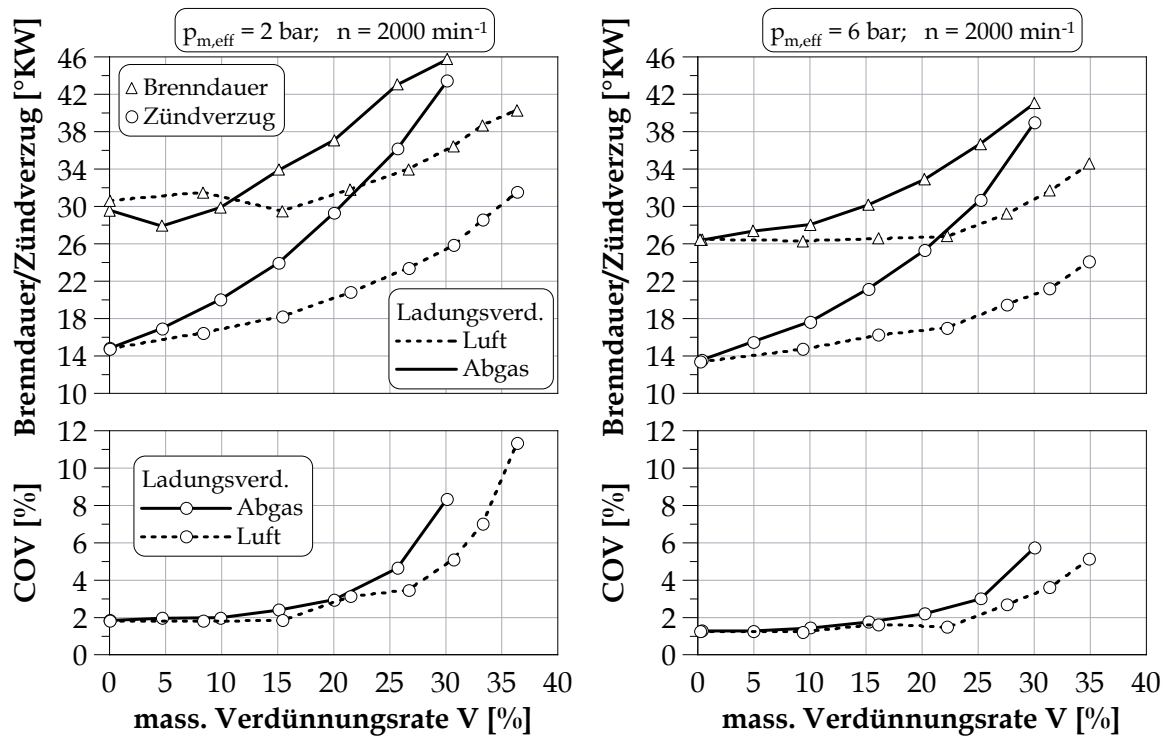


Abbildung 5.6: Verbrennungsparameter bei der Ladungsverdünnung mit Luft und Abgas (Konfiguration K V)

gründung werden höhere Temperaturen im Endgasbereich herangezogen. Sie ergeben sich bei dem Modell einer isentropen Verdichtung des Endgasbereiches durch den größeren Isentropenexponenten der Zylinderladung. Topinka et al. bestätigen jedoch den Beitrag von Gruden et al., sofern sich bei einer Ladungsverdünnung mit Luft die Last verringert. Grandin et al. [GDB⁺02] untersuchten ebenfalls die Klopf Eigenschaften magerer Gemische. In einem Vergleich mit gekühlter externer Abgasrückführung, stöchiometrischer und unterstöchiometrischer Verbrennungsluftverhältnisse weisen überstöchiometrische Verbrennungsluftverhältnisse die höheren Klopfintensitäten auf. Die höchste Klopfintensität trat bei einem Verbrennungsluftverhältnis von 1.3 auf, was gleichzeitig auch das größte untersuchte Verbrennungsluftverhältnis war. Neben einer stärkeren Erwärmung der Endgaszonen während der Verdichtung wird ein höherer Wärmeeintrag infolge chemischer Reaktionen als Grund dafür gesehen.

Bei der Abgasrückführung ist die Bewertung der Klopfneigung weniger strittig. Es muss jedoch die Herkunft des Abgases unterschieden werden [WF86, Thö94]. Internes Abgas weist höhere Temperaturen als extern zurückgeführtes auf. Die Klopfneigung des Gemisches erhöht sich dadurch [WGn00, Hab00, Sch05]. Bei einer externen Abgasrückführung besteht die Möglichkeit der zusätzlichen Temperaturverringerung durch Wärmetauscher. Das hat eine verminderte Klopfneigung zur Folge [GnSO98, Sch05, Hun10, AMRG12]. Im Kontrast zum unverdünnten Fall ist der Isentropenexponent in der unverbrannten Zone während der Verbrennung aber auch bei der Abgasrückführung größer. Analog zur Ab-

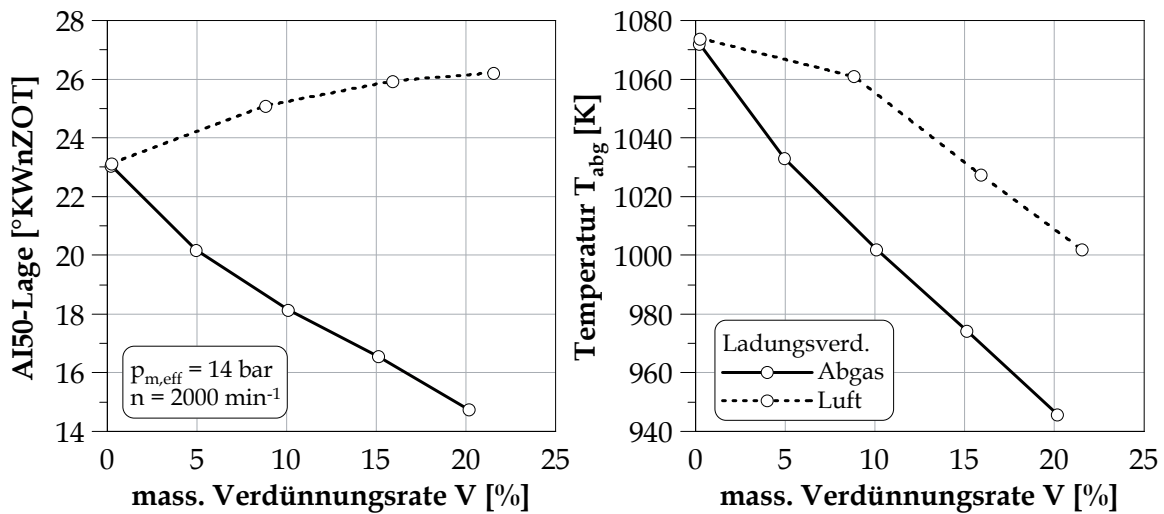


Abbildung 5.7: AI50-Lage und Abgastemperatur vor der Turbine für die Ladungsverdünnung mit Luft und Abgas (Konfiguration K V)

magerung führt das ebenfalls bei einer isentropen Verdichtung des unverbrannten Gemisches zu höheren Temperaturen. Cairns et al. [CBI06] stellen im Widerspruch dazu fest, dass bei gleichbleibender Last die Abgasrückführung eine klopfende Verbrennung stärker unterdrücken kann als eine Abmagerung. Das widerlegt die These von Topinka et al. zur Erklärung der Klopfneigung bei einer Ladungsverdünnung mit Luft und bekräftigt die Ansicht, dass die Reaktivität des Gemisches dafür verantwortlich ist.

Die Eigenschaft eines günstigeren Klopfverhaltens der Ladungsverdünnung mit gekühltem externen Abgas bestätigen die durchgeführten Voruntersuchungen. Abbildung 5.7 stellt für den Lastpunkt bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 14 bar die Schwerpunktlage der Verbrennung an der Klopfgrenze sowie die Abgastemperatur vor der Turbine für eine Abmagerung und eine Abgasrückführung über der massebezogenen Verdünnungsrate dar. Während sich mittels einer Abgasrückführung nennenswerte Verbesserungen hinsichtlich der AI50-Lage erzielen lassen, verschlechtert sie sich mit einem steigenden Verbrennungsluftverhältnis. Bei der gleichen massebezogenen Verdünnungsrate verursacht das eine höhere Abgastemperatur, wobei der temperatursenkende Effekt einer Ladungsverdünnung für beide Verfahren sichtbar ist.

Weitere Unterschiede zwischen einer Ladungsverdünnung mit Luft und mit Abgas bestehen in der Voll-Last bezüglich der notwendigen Antriebsleistung des Verdichters. Bei einer Abmagerung wird weiterhin nur Luft verdichtet, wodurch die Stoffwerte gleich bleiben. Bei der Niederdruck-AGR wird hingegen ein Gemisch aus Abgas und Luft verdichtet, das darüber hinaus auch eine höhere Temperatur aufweisen kann. Das führt zu ungünstigeren Stoffeigenschaften. In Kombination mit einer höheren Eintrittstemperatur steigt die benötigte Antriebsleistung des Verdichters an. Die Bereitstellung der Verdichterantriebsleistung durch die Turbine zieht wiederum Nachteile bezüglich des Ladungswechsels mit sich. Bei einer Hochdruck-AGR lässt sich dieser Effekt vermeiden, da hierbei ebenfalls nur

Luft verdichtet wird. Die Hochdruck-AGR ist allerdings in ihrem Einsatzbereich durch die anliegenden Druckverhältnisse eingeschränkt und kann deshalb nicht im gesamten Kennfeld des Motors verwendet werden.

5.3 Bewertung

Beide Verfahren zur Ladungsverdünnung besitzen spezifische positive und negative Eigenschaften. Eine Zusammenfassung und Gegenüberstellung dazu beinhaltet Tabelle 5.2. Für eine neutrale Bewertung ist der konkrete Anwendungsfall als Vergleichskriterium unverzichtbar. In dieser Arbeit ist das ein aufgeladenes ottomotorisches Brennverfahren mit einer typischen, ausgeprägten Klopfproblematik in weiten Kennfeldbereichen. Speziell die Eigenschaft des besseren Klopfverhaltens spricht demzufolge für die gekühlte Abgasrückführung.

In der Teillast weist die Abmagerung hinsichtlich der Wirkungsgradkette Vorteile auf. Hierbei sind jedoch die speziellen Randbedingungen dieser Arbeit zu beachten. Zum einen soll keine Kombination verschiedener Brennverfahren angewandt werden. Es ist somit nicht zulässig, eine Ladungsverdünnung mit Luft in der Teillast und eine mit Abgas in der Voll-Last umzusetzen. Zum anderen ist die Abgasnachbehandlung mittels eines Dreiwegekatalysators zu realisieren. Das ist bei Mager-Konzepten nicht möglich. Durch das Überangebot an Sauerstoff läuft zwar die Oxidation von HC- und CO-Emissionen weiterhin mit ähnlichen Konvertierungsraten wie im stöchiometrischen Betrieb ab, die Stickoxid-Konvertierung ist aber sehr gering [KPS00]. Hierfür werden zusätzliche Maßnahmen notwendig, die einen entsprechenden Bauraum- und Kostenbedarf hervorrufen. Eine andere Möglichkeit zur Vermeidung hoher Stickoxid-Emissionen bei überstöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnissen ist die Absenkung der Spitzentemperaturen der Verbrennung [Joo06]. Die hierfür notwendigen Verdünnungsraten sind aber an dem Versuchsmotor nicht ohne Zusatzaufwand darstellbar, wie die Voruntersuchungen gezeigt haben. Gerade die Teillast-Gebiete sind jedoch von hoher Bedeutung für die Erreichung der Emissionsziele des Motors im NEFZ (vgl. Abbildung 4.1). Sowohl die Betriebsartenumschaltung als

Tabelle 5.2: Gegenüberstellung der positiven und negativen Eigenschaften der Ladungsverdünnung mit Luft und Abgas

Eigenschaft	Luft	Abgas
positiv	kalorische Eigenschaften abgesenkte Prozesstemperatur abgesenkte Abgastemperatur Zündverzug/Brenndauer Teillast	kalorische Eigenschaften abgesenkte Prozesstemperatur abgesenkte Abgastemperatur verringerte Klopfneigung Abgasnachbehandlung
negativ	erhöhte Klopfneigung aufwendige Abgasnachbehandlung	Zündverzug/Brenndauer Teillast

auch die Emissionsproblematik sprechen demnach gegen die Anwendung überstöchiometrischer Verbrennungsluftverhältnisse.

Die Abgasrückführung ist somit das besser geeignete Konzept zur Effizienzsteigerung eines aufgeladenen Ottomotors. In dieser Arbeit wird aus diesem Grund versuchstechnisch eine gekühlte Niederdruck-AGR mit einer Entnahme nach dem Katalysator untersucht (vgl. Abbildung 3.1). In der Teillast kommt außerdem eine interne Abgasrückführung zur Anwendung.

6 Wirkungsgradpotenziale der Ladungsverdünnung mit Abgas

Das folgende Kapitel behandelt die Auswirkungen einer Ladungsverdünnung auf das Brennverfahren und die sich daraus ergebenden Wirkungsgradpotenziale. Die vorgestellten Versuchsergebnisse basieren auf dem Versuchsaggregat in der Basiskonfiguration (vgl. Kapitel 3). In Abschnitt 4.1 wurden die bedeutenden Verlustanteile innerhalb der Wirkungsgradkette eines aufgeladenen Ottomotors identifiziert. Auf diese wird hierbei im Speziellen eingegangen. Da sie für die spezifischen Lastbereiche verschieden sind, erfolgt eine Unterteilung des Kapitels in die untere und mittlere Teillast (Abschnitt 6.1 und 6.2) sowie die Voll-Last (Abschnitt 6.3 und 6.4).

In der unteren und mittleren Teillast liegen die thermodynamisch relevanten Verluste im Ladungswechsel, Brennverlauf sowie in den durch die Prozesstemperaturen gesteuerten Kalorik- und Wandwärmeverlusten. Außerdem spielen die HC- und CO-Emissionen eine wichtige Rolle. In der Voll-Last sind die nicht optimale Schwerpunktlage der Wärmefreisetzung infolge einer klopfenden Verbrennung sowie die Verbrennungs- und Abgastemperaturen zu nennen. Sie bedingen die Verluste durch reale Schwerpunktlage, reale HC- und CO-Emissionen sowie reale Kalorik. Auf diese speziellen Verluste wird gesondert eingegangen. Der effektive Wirkungsgrad sowie die Diskussion der Veränderungen der gesamten Wirkungsgradkette erfolgt getrennt davon.

6.1 Einflussfaktoren in der unteren und mittleren Teillast

Aufgrund der quantitativen Laststeuerung des Ottomotors stellt sich in der unteren und mittleren Teillast eine geringe Gemischdichte im Saugrohr und folglich zum Verdichtungsbeginn auch im Zylinder ein. Die Reaktivität des Gemisches nimmt dadurch signifikant ab. Als Ergebnis erhöhen sich der Zündverzug und die Brenndauer. Die durch die Androsselung hervorgerufene Absenkung des Saugrohrdruckes wirkt sich zudem negativ auf den Wirkungsgrad aus, da der Kolben gegen einen Unterdruck arbeiten muss.

Eine Ladungsverdünnung mittels Abgas kann die Ladungswechselarbeit positiv beeinflussen. Es besteht jedoch die Gefahr der weiteren Reduktion der Gemischreaktivität. Um diese Effekte zu separieren erfolgt eine getrennte Betrachtung. Zuerst wird auf die Ladungswechselverluste und Möglichkeiten zu deren Verringerung eingegangen. Danach erfolgt die Untersuchung der Auswirkungen auf den Brennverlauf. Von weiterem Interesse sind die Verluste durch Wandwärme und reale Kalorik. Diese profitieren von dem abgesenkten Temperaturniveau während der Verdichtung und Verbrennung. Sie werden zusammengefasst unter den Prozesstemperaturen betrachtet. Außerdem gewinnen die Ver-

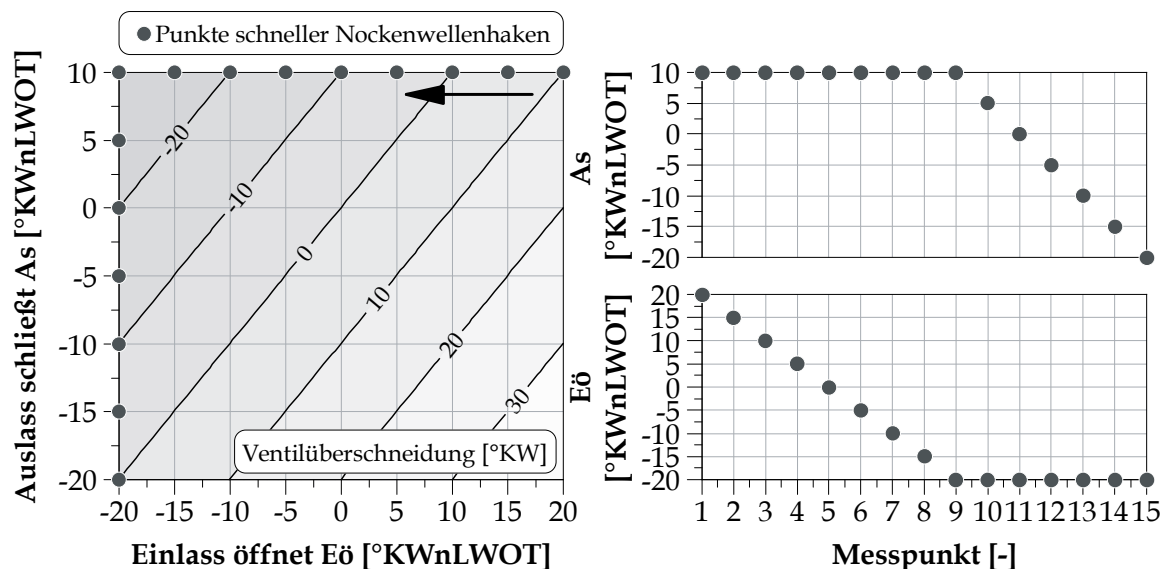


Abbildung 6.1: Parameterraum für die Nockenwellenverstellung mit den Punkten für einen schnellen Nockenwellenhaken

luste durch reale HC- und CO-Emissionen bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas an Bedeutung. Auch sie werden gesondert analysiert.

Im gedrosselten Betrieb bestehen mehrere Möglichkeiten zur Umsetzung einer Abgasrückführung durch den Versuchsmotor. Zum einen ist die Zumischung von gekühltem externen Abgas durch eine Niederdruck-AGR realisierbar. Zum anderen kann durch die Nockenwellensteller gezielt Einfluss auf die Lage und Größe der Ventilüberschneidung genommen werden. Damit lässt sich der interne Abgasgehalt in bestimmten Grenzen beeinflussen.

Der theoretische Parameterraum für die Nockenwellenverstellung ist in Abbildung 6.1 dargestellt. Sie enthält die Ventilüberschneidung, bezogen auf den Öffnungs- und Schließzeitpunkt bei einem Ventilhub von 1 mm. Positive Werte bedeuten, dass sich die Zeitpunkte „Auslass schließt“ und „Einlass öffnet“ nicht überschneiden. Die Strategie zur internen Abgasrückführung entspricht in diesem Fall der Brennraumrückführung. Negative Werte stehen in Abhängigkeit der Lage der Ventilüberschneidung zum OT für eine Ein- oder Auslasskanalrückführung.

Weiterhin sind in Abbildung 6.1 die Punkte für einen schnellen Nockenwellenhaken eingetragen. Dieser wird eingeführt, um die Anzahl der Variationen der Nockenwellensteuerzeiten zu begrenzen. Im Versuchsbetrieb kann dadurch die notwendige Prüfstandszeit stark reduziert werden, woraus sich das Attribut „schnell“ ableitet. Trotzdem ist der für diese Arbeit interessante Bereich zur Variation des internen Abgasgehaltes abgedeckt. Wird der schnelle Nockenwellenhaken bei unterschiedlichen externen Abgasgehalten durchfahren, ergibt sich daraus eine zweidimensionale Darstellungsweise der Versuchsergebnisse. Somit ist es möglich, die Auswirkungen der internen und externen Abgasrückführung bei unterschiedlichen Mischungsverhältnissen zu identifizieren.

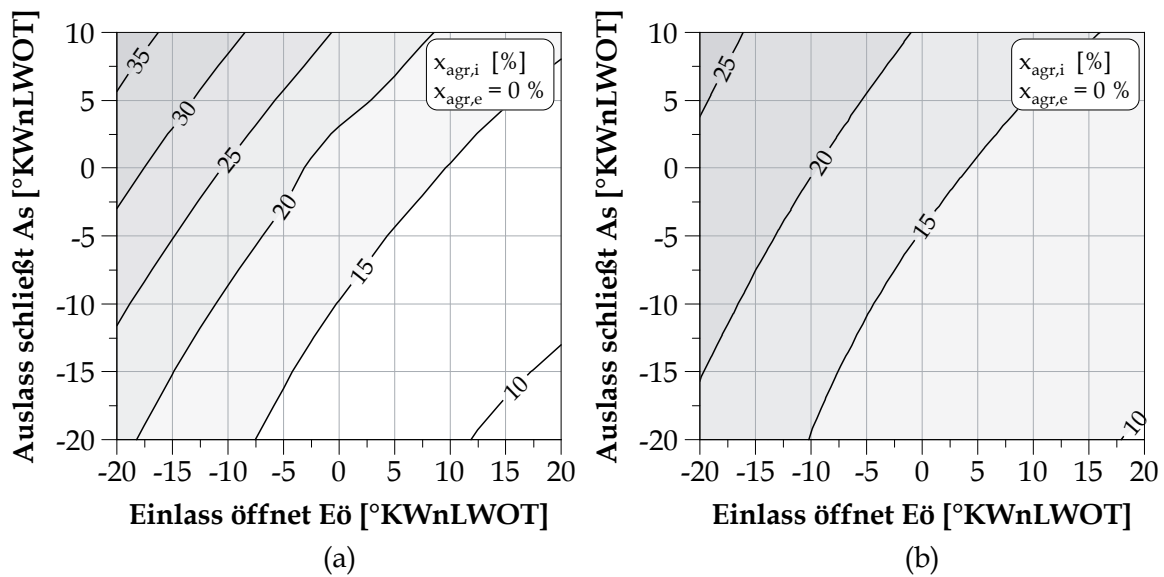


Abbildung 6.2: Interner Abgasgehalt bei 2000 min^{-1} als Funktion der Nockenwellensteuerzeiten bei unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken: (a) 2 bar, (b) 6 bar

Der schnelle Nockenwellenhaken durchläuft dabei das Gebiet der maximalen Ventilüberschneidung. Anhand der Kennfelder für den internen Abgasgehalt bei 2000 min^{-1} und 2 sowie 6 bar in Abbildung 6.2 ist ersichtlich, dass sich für einen Teillastpunkt bei diesen Steuerzeiten der größtmögliche interne Abgasgehalt einstellt. Darauf liegt bei den hier vorgestellten Untersuchungen der Fokus, weshalb der schnelle Nockenwellenhaken in dieser Form eingeführt wird. Die Ursache für den maximalen internen Abgasgehalt bei der maximalen Ventilüberschneidung liegt vor allem in dem Druckgefälle zwischen der Abgasanlage und dem Saugrohr. Während der Ventilüberschneidung können die Verbrennungsprodukte durch den Brennraum in die Richtung der Ansauganlage strömen. Im darauf folgenden Ansaugtakt wird dieses Abgas wieder angesaugt und erhöht den internen Abgasgehalt der Zylinderladung.

Da dieser Mechanismus stark von dem Druckgefälle abhängig ist, besteht auch ein Einfluss durch die Motorlast: Je höher diese in der Teillast ist, desto größer ist auch der Saugrohrdruck. Der Abgasdruck bleibt hingegen meist auf gleichem Niveau. Der durch das Druckverhältnis initiierte Massenstrom sinkt dadurch und kommt bei einer Vollentdrosselung sogar zum Erliegen. Der Vergleich der beiden Teillastpunkte in Abbildung 6.2 (a) und (b) zeigt, dass damit ein erhebliches Potenzial zur Steuerung des internen Abgasgehaltes verloren geht. Zwischen den beiden Lastpunkten bedeutet das beispielsweise eine Verringerung des internen Abgasgehaltes um $\approx 10 \text{ \%Pkt.}$ im Bereich hoher Ventilüberschneidungen. Gleiches gilt bei der Kombination aus interner und externer Abgasrückführung. Durch die Zugabe des extern zurückgeführten Abgases erfolgt eine Entdrosselung. Der Saugrohrdruck steigt und der maximal darstellbare interne Abgasgehalt sinkt.

Mit der Strategie der Brennraumrückführung lassen sich bei den ausgeführten Steuerzei-

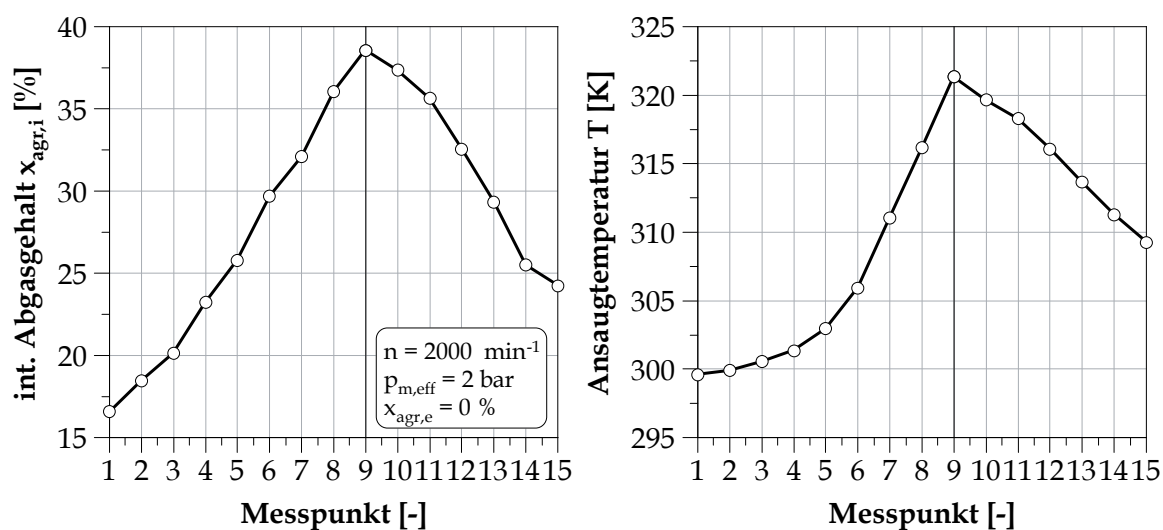


Abbildung 6.3: Interner Abgasgehalt und Ansaugtemperatur vor dem Einlassventil bei einem schnellen Nockenwellenhaken (Konfiguration: Basis)

ten maximal lediglich $\approx 10\%$ zurückhalten. In Anbetracht dessen, dass das Schadvolumen für ein Verdichtungsverhältnis von 9.5 bereits einen Restgasgehalt von 10.5 % hervorruft, ist diese Strategie bei den gewählten Steuerzeiten nicht sehr wirksam. In dem Parameterraum der Nockenwellenverstellung tritt in diesen Punkten auch der insgesamt niedrigste interne Abgasgehalt auf. Gleichwohl ist die Strategie der Brennraumrückführung von dem Druckverhältnis im Ansaug- und Abgastrakt unabhängig. Deutlich größere interne Abgasgehalte ließen sich mit der Brennraumrückführung durch entsprechende Steuerzeiten (späteres „Einlass öffnet“ und/oder früheres „Auslass schließt“) damit im gesamten Kennfeld des Motors realisieren. Aus der Umsetzung durch eine reine Phasenverschiebung der festen Ventilhubkonturen resultiert aber immer eine Veränderung der Zeitpunkte „Auslass öffnet“ und „Einlass schließt“. Insbesondere ein sehr frühes Öffnen des Auslassventils verursacht ungewollte Expansionsverluste. Ein sehr spätes Schließen des Einlassventils kann hingegen durchaus gewollt sein (vgl. Miller- und Atkinson-Zyklus). An den Punkten für den schnellen Nockenwellenhaken in Abbildung 6.1 ist ersichtlich, dass die Strategie der Brennraumrückführung in dieser Arbeit jedoch keine weitere Betrachtung erfährt.

Eine Besonderheit des schnellen Nockenwellenhakens ist der zweite Teil ab dem Messpunkt 9. Der Zeitpunkt „Auslass schließt“ findet immer früher statt. Ab dem Messpunkt 11 befindet sich dieser sogar vor dem Ladungswechsel-OT. Als Resultat erhöht sich der Abgasanteil an dem gesamten internen Abgasgehalt, der direkt aus dem Brennraum stammt. Es besitzt im Vergleich zu Abgas aus dem Abgastrakt eine höhere Temperatur. Daraus ergeben sich unterschiedliche Auswirkungen auf den Arbeitspunkt und die Wirkungsgradkette im zweiten Teil des schnellen Nockenwellenhakens. Der erste und zweite Teil des schnellen Nockenwellenhakens sind zu einer gedachten Gerade durch den Messpunkt 9 aus diesem Grund nicht achsensymmetrisch. Abbildung 6.3 zeigt hierzu exemplarisch die Werte für

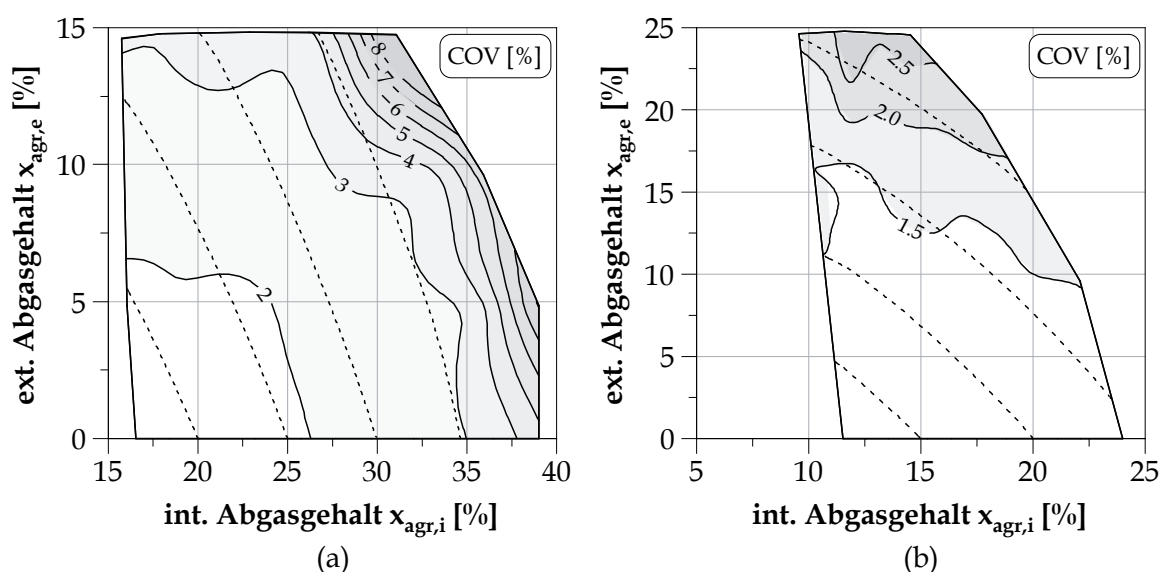


Abbildung 6.4: COV bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar

den internen Abgasgehalt und die Ansaugtemperatur vor dem Einlassventil. Außerdem tauchen innerhalb des schnellen Nockenwellenhakens die internen Abgasgehalte doppelt auf. Aus diesem Grund muss sich für die angestrebte zweidimensionale Darstellungsweise auf jeweils einen Teil beschränkt werden. Da die Variationsbreite des internen Abgasgehaltes bei dem ersten Teil des schnellen Nockenwellenhakens zwischen den Messpunkten 1 und 9 größer ist, wird sich in den folgenden Ausführungen darauf beschränkt. Auf den zweiten Teil des schnellen Nockenwellenhakens zwischen den Messpunkten 9 und 15 wird nur innerhalb der Betrachtung zum effektiven Wirkungsgrad eingegangen.

Die Grenzen der Kennfelder der Versuchsergebnisse über dem internen und externen Abgasgehalt sind durch zwei Faktoren determiniert. Zum einen bestehen, wie bereits ausgeführt, für die maximalen und minimalen internen Abgasgehalte Abhängigkeiten von den Druckverhältnissen im Ansaug- und Abgastrakt sowie den Steuerzeiten der Ventile. Zum anderen ist ein Kriterium für die maximale Verdünnbarkeit des Brennverfahrens definiert. Dazu dient der COV, welcher ein Bewertungsmittel für die Laufruhe des Motors ist. In dieser Arbeit werden Werte $\leq 8 \%$ für den COV toleriert.

Abbildung 6.4 zeigt für die beiden untersuchten Teillastpunkte den COV in Abhängigkeit des internen und externen Abgasgehaltes. Weiterhin sind in die Kennfelder in punktierter Form die Linien mit einem gleichen gesamten Abgasgehalt eingetragen. Anhand des Schnittpunktes der Linien mit der Abszisse, an dem der externe Abgasgehalt null ist, kann der Größenwert für die jeweilige Isolinie abgelesen werden. Hierbei ist zu beachten, dass sich der interne und externe Abgasgehalt jeweils auf die Summe aus Luft-, Kraftstoff- und interner bzw. externer Abgasmasse und der gesamte Abgasgehalt auf die gesamte Zylindermasse, bestehend aus Luft-, Kraftstoff- sowie interner und externer Abgasmasse,

bezieht (vgl. Gleichung (5.2), (5.3) und (5.4)).

Die höchsten Werte für den COV treten grundsätzlich dort auf, wo auch der gesamte Abgasgehalt am höchsten ist. Der Anstieg des COV's ist dabei insbesondere bei der externen Abgasrückführung stark progressiv. Das soll am Beispiel des Betriebspunktes in der unteren Teillast in Abbildung 6.4 (a) diskutiert werden. Die Messreihen sind für den externen Abgasgehalt mit einer Schrittweite von 5 %Pkt. aufgenommen. Obwohl bei einem externen Abgasgehalt von 15 % der COV erst bei einem Wert von $\approx 3\%$ liegt und der Anstieg des COV's gering ist, kann der Messpunkt bei einem externen Abgasgehalt von 20 % aufgrund der Überschreitung des Grenzwertes von $\leq 8\%$ schon nicht mehr dargestellt werden.

Auch bei der internen Abgasrückführung wächst der COV zur Laufgrenze hin progressiv an. Der Effekt ist hierbei jedoch deutlich geringer ausgeprägt. Bemerkenswert ist, dass in der unteren Teillast auch bei hohen externen Abgasgehalten von 15 % sogar interne Abgasgehalte von bis zu 29 % innerhalb der festgelegten Laufgrenze liegen. Insbesondere bei der Kombination beider Strategien zur Abgasrückführung wirkt bei diesem Lastpunkt der interne Abgasgehalt somit stabilisierend auf das Laufverhalten des Motors.

Gleiches kann in abgeschwächter Form auch für den Betriebspunkt in der mittleren Teillast in Abbildung 6.4 (b) gefunden werden. Die schwächere Ausprägung ist hierbei auf die insgesamt kleinere Variationsbreite der internen Abgasrückführung zurückzuführen. Das begrenzende Element stellt aber nicht der COV dar, sondern die Druckverhältnisse. Sie limitieren, wie bereits beschrieben, die Ladungsverdünnung mit internem Abgas. Auch die Abnahme des internen Abgasgehaltes in Kombination mit der externen Abgasrückführung ist damit zu erklären. Bezüglich der externen Abgasrückführung ergibt sich in der mittleren Teillast eine gesteigerte Verträglichkeit. Ein externer Abgasgehalt von bis zu 25 % ist möglich. Auch hier zeigt sich das stark progressive Wachstum des COV's an der Laufgrenze mit der gewählten Schrittweite für die externe Abgasrückführung.

Insgesamt ist in der mittleren und unteren Teillast eine höhere Verträglichkeit des Brennverfahrens gegenüber einer internen Abgasrückführung zu beobachten. Mit einer ansteigenden Last wächst jedoch auch die Robustheit gegenüber der externen Abgasrückführung derart an, dass selbst hohe externe Abgasgehalte innerhalb der tolerierten Werte für den COV liegen. Inwiefern die Wirkungsgradpotenziale von der Strategie zur Abgasrückführung abhängig sind, wird in den folgenden Abschnitten diskutiert.

6.1.1 Ladungswechsel

Das Potenzial zur Entdrosselung des Teillastpunktes bei 2000 min^{-1} und 2 bar durch eine Ladungsverdünnung zeigt Abbildung 6.5. Sie enthält den Ansaugdruck sowie den Wirkungsgradverlust durch Ladungswechsel in Abhängigkeit des internen und externen Abgasgehaltes. Weiterhin sind in punktierter Form die Linien gleichen gesamten Abgasgehaltes dargestellt. Der Abgasdruck ist in diesem Lastpunkt konstant. Er liegt bei 1054 mbar.

Die Ladungsverdünnung eröffnet in dem gegebenen Variationsfeld ein ansaugseitiges Entdrosselungspotenzial von maximal 168 mbar. Damit lassen sich die Ladungswechsel-

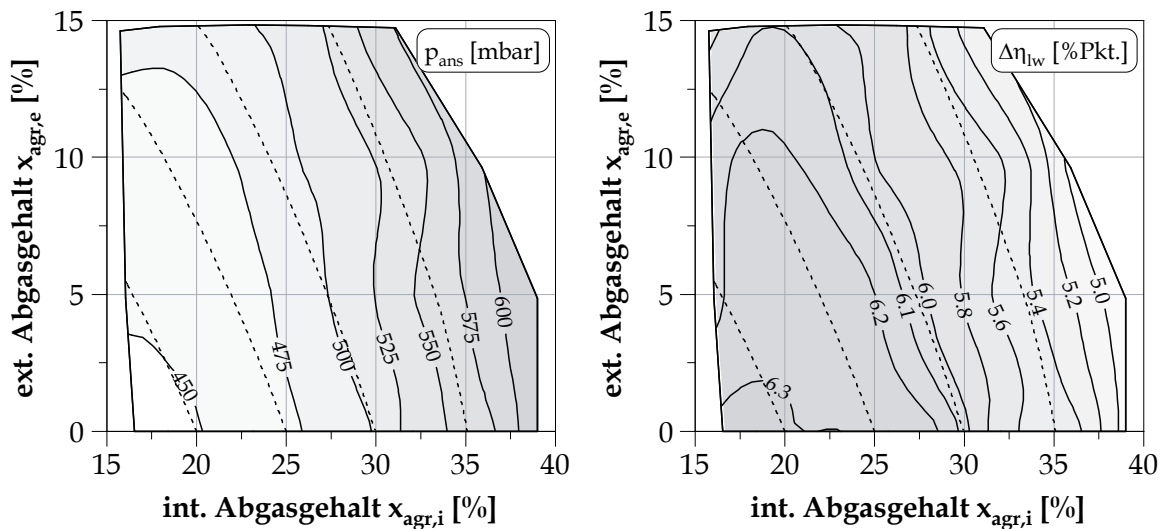


Abbildung 6.5: Ansaugdruck und Verlust durch Ladungswechsel bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar (Konfiguration: Basis)

verluste zwischen 6.3 und 5.0 %Pkt. beeinflussen. Die Linien gleichen Abgasgehaltes und Wirkungsgrades korrespondieren größtenteils miteinander. Das bedeutet, dass für die reine Entdrosselungswirkung die Strategie der Abgasrückführung unerheblich ist. Nur die bessere Verträglichkeit des Brennverfahrens gegenüber der internen Abgasrückführung ist für die Lage des Bestpunktes im Kennfeld verantwortlich. Die insgesamt größte Ladungsverdünnung bedingt auch die geringsten Ladungswechselverluste.

Die einzige Ausnahme von dieser Regel bildet der Kennfeldbereich mit einem minimalen internen Abgasgehalt. Während die Ansaugdrücke auf konstantem Niveau bleiben, fallen die Verluste durch Ladungswechsel stark ab. Das ist auf ein sehr spätes Schließen der Einlassventile nach dem Ladungswechsel-UT zurückzuführen, wodurch sich ein Füllungsverlust ergibt. Dieser Effekt besitzt einen ungewollten Einfluss auf die Untersuchung der Wirkung der Abgasrückführung auf den Ladungswechsel. Er überlagert darüber hinaus die gesamten Ergebnisse in dieser Arbeit, bei denen der schnelle Nockenwellenhaken angewendet wird. Das gilt insbesondere für den Betriebspunkt in der unteren Teillast, jedoch nur für die Messpunkte 1 und 2 und somit den kleineren Teil des schnellen Nockenwellenhakens.

Der zweite untersuchte Lastpunkt in der mittleren Teillast ist geringer gedrosselt. Dadurch verkleinert sich auch das Potenzial zur Verringerung der Ladungswechselverluste. Anhand von Abbildung 6.6 lässt sich ablesen, dass der Anteil des Ladungswechsels an der Wirkungsgradkette nur zwischen 2.1 und 1.7 %Pkt. beträgt. Das sind im Mittel 3.7 %Pkt. weniger als bei 2000 min^{-1} und 2 bar. Die Spreizung des Verlustes durch Ladungswechsel beträgt bei 2000 min^{-1} und 6 bar vergleichsweise geringe 0.4 %Pkt.

Die Erklärung der geringen Kennfeldspreizung der Ladungswechselverluste in der mittleren Teillast kann mittels Abbildung 6.7 geführt werden. Sie zeigt die Druckdifferenzen

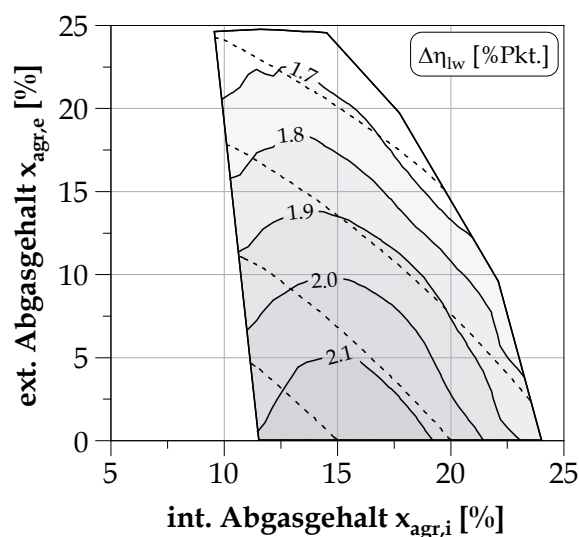


Abbildung 6.6: Verlust durch Ladungswechsel bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 6 bar (Konfiguration: Basis)

auf der Ein- und Auslass-Seite jeweils zum Umgebungsdruck. Es wird daraus ersichtlich, dass auf der Ansaugseite die Vollerndrosselung fast erreicht werden kann. Ein ausgeglichener Ladungswechsel ist trotzdem nicht möglich, da das Druckniveau im Abgastrakt über dem Umgebungsdruck liegt und eine steigende Tendenz bei hohen externen Abgasgehalten aufweist. Zum einen ist die Ursache dafür in den unvermeidbaren Drosselstellen der Abgasanlage und des Abgasturboladers zu finden. Zum anderen ist die bewusste Drosselung der Abgase zur Bereitstellung der benötigten Druckdifferenz zwischen Ansaug- und

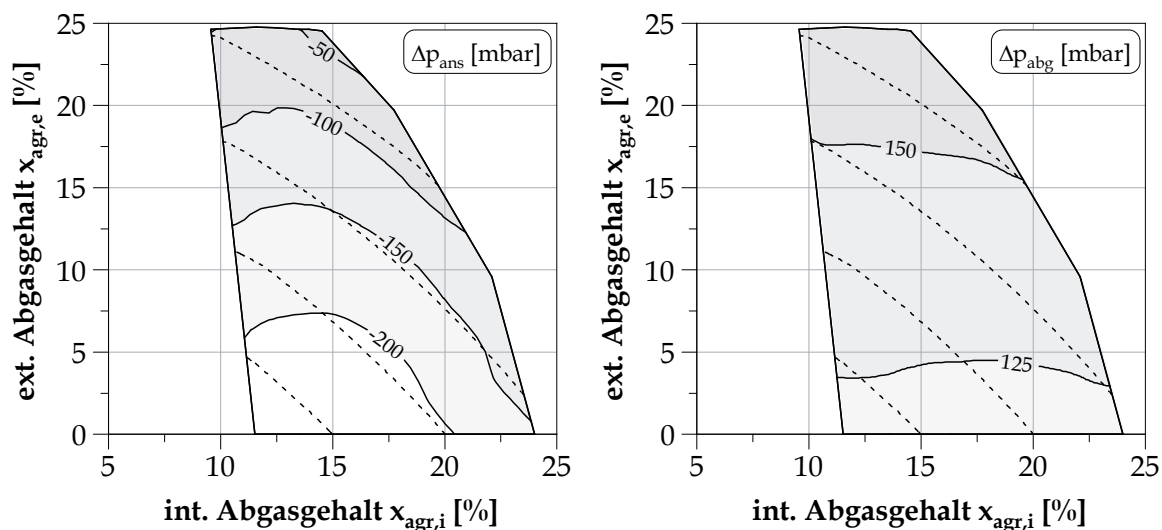


Abbildung 6.7: Differenz zwischen Umgebungsdruck und Ansaug- sowie Abgasdruck bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 6 bar (Konfiguration: Basis)

Abgasanlage bei der Niederdruck-AGR dafür verantwortlich. Hierfür spricht insbesondere auch der parallele Verlauf der Linien gleicher Druckdifferenz zum externen Abgasgehalt.

Im Fall der externen Abgasrückführung als ein Instrument zur Verringerung der Ladungswechselverluste wird damit eine gewisse Pattsituation erreicht. Unter diesen Bedingungen ist es nicht möglich, den zur Entdrosselung benötigten externen Abgasgehalt einzustellen, ohne gleichzeitig die Ladungswechselverluste wieder zu vergrößern. Vor dem Hintergrund, dass in der mittleren Teillast die Robustheit des Brennverfahrens gegenüber dem gekühlten externen Abgas steigt, ist dieses Verhalten von Nachteil.

Ein Vergleich von interner und externer Abgasrückführung zeigt bei 2000 min^{-1} und 6 bar insgesamt Vorteile für die externe Abgasrückführung hinsichtlich der Ladungswechselverluste auf. Die mittlere und untere Teillast unterscheiden sich in diesem Punkt voneinander. In der unteren Teillast bei 2000 min^{-1} und 2 bar findet sich ein spezifisches Optimum bei einer Kombination aus 5 % externem und 39 % internem Abgasgehalt. Aus dem Blickwinkel der Verluste durch Ladungswechsel kann somit festgestellt werden, dass unter Berücksichtigung einer Lastabhängigkeit Vorteile bei speziellen Zusammensetzungen aus internem und externem Abgasgehalt entstehen.

6.1.2 Brennverlauf

Die Größe des Verlustanteiles durch realen Brennverlauf wird maßgeblich durch die Brenndauer bestimmt. Abbildung 6.8 zeigt jene als Funktion des internen und externen Abgasgehaltes. Weiterhin ist in Abbildung 6.9 der Verlust durch realen Brennverlauf aufgetragen. Beide Abbildungen bestätigen die wechselseitige Beziehung zwischen Brenndauer und Wirkungsgradverlust. Außerdem zeigen die Isolinien gleichartige Verläufe und Abhängig-

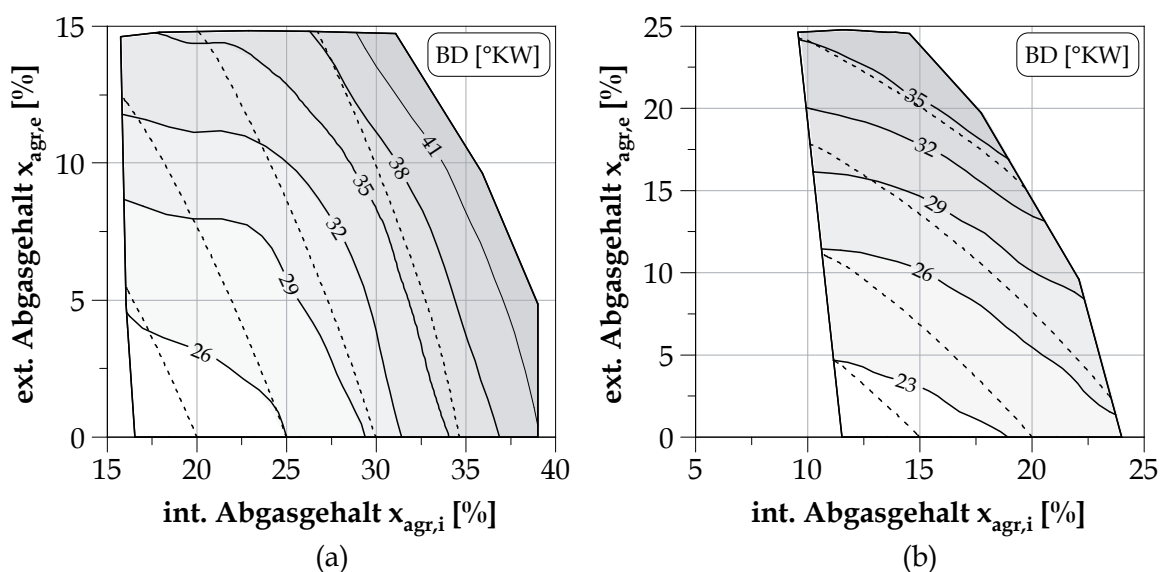


Abbildung 6.8: Brenndauer bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar

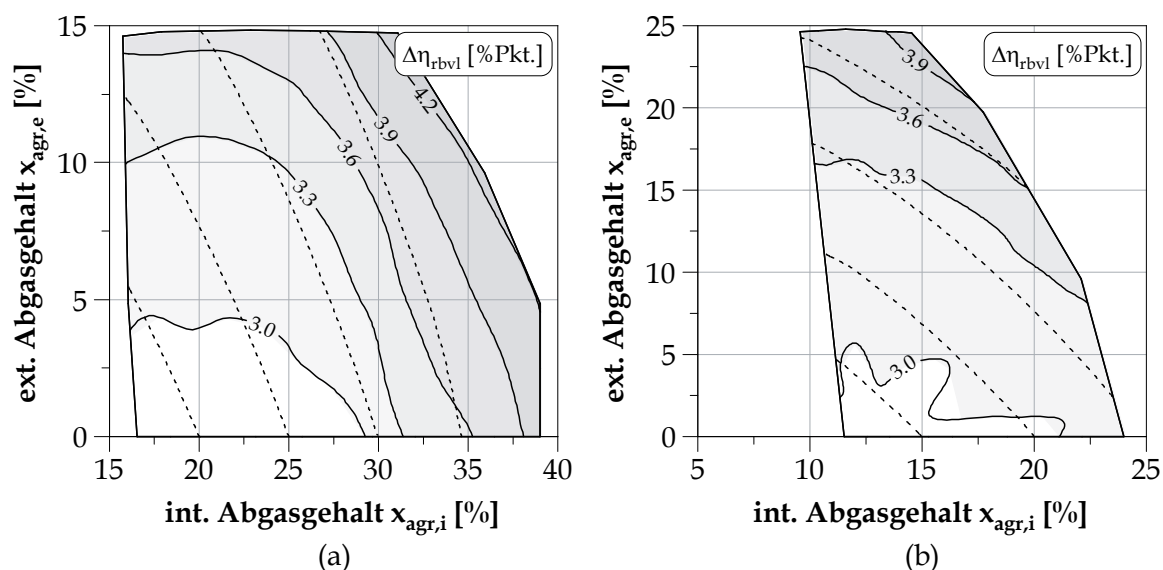


Abbildung 6.9: Verlust durch realen Brennverlauf bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar

keiten wie für den COV in Abbildung 6.4 auf. Es lässt sich hieraus folgendes ableiten: Umso stärker die Brenndauer durch die Abgasrückführung verlängert wird, desto schlechter ist auch die Laufruhe des Motors. Als Ursache hierfür könnten Inhomogenitäten in der örtlichen Verteilung des zurückgeführten Abgases auf die Zylinderladung verantwortlich sein. Diese stören lokal die Flammenausbreitung und erhöhen dadurch die Streuungen im Ablauf der Verbrennung.

In Abbildung 6.8 und 6.9 sind wiederum die Linien gleichen Abgasgehaltes enthalten. Anhand derer kann nachvollzogen werden, dass für beide Betriebspunkte die Brenndauer mit dem externen Abgasgehalt stärker ansteigt als mit dem internen. Die verlangsamende Wirkung auf die Brenngeschwindigkeit ist demzufolge bei der gekühlten externen Abgasrückführung viel stärker ausgeprägt. Insgesamt steigt aber bei beiden Strategien zur Abgasrückführung die Brenndauer umso stärker, je größer der Abgasgehalt der Zylinderladung ist.

Die Betrachtung des Wirkungsgradverlustes durch realen Brennverlauf in Abbildung 6.9 ergibt für die untere Teillast Werte zwischen 3.0 und 4.2 %Pkt. Ein Vergleich der Kennfeldspreizungen für die Verluste durch Ladungswechsel mit 1.3 %Pkt. und realen Brennverlauf mit 1.2 %Pkt. zeigt ein ausgeglichenes Verhältnis auf. In der mittleren Teillast ist dies anders. Die maximale Wirkungsgradverbesserung durch geringere Ladungswechselverluste von 0.4 %Pkt. erfährt eine Überkompensation infolge des Verlustes durch realen Brennverlauf. Dieser besitzt eine Kennfeldspreizung von 0.9 %Pkt. Wird das Wirkungsgradpotenzial einer Ladungsverdünnung mit Abgas in der mittleren und unteren Teillast nur durch den Verlust durch Ladungswechsel und realen Brennverlauf wiedergegeben, so resultieren hieraus keine Vorteile.

6.1.3 Prozesstemperaturen

In den Teillastbetriebspunkten treten in der Regel keine für die abgasführenden Bauteile kritischen Materialtemperaturen auf. Aus diesem Grund beschäftigt sich dieser Abschnitt ausschließlich mit den Temperaturen während der Verdichtung und Verbrennung. Kennzeichnend dafür sind vor allem die Temperaturverläufe. Für eine vergleichende Darstellung bieten sich allerdings auch charakteristische Kenngrößen im Temperaturverlauf an. Das sind beispielsweise die Maximaltemperaturen im verbrannten Gemisch $T_{g,v,max}$, unverbrannten Gemisch $T_{g,uv,max}$ und der Massenmitteltemperatur $T_{mm,max}$. Abbildung 6.10 enthält letztere für die untersuchten Betriebspunkte in der unteren und mittleren Teillast.

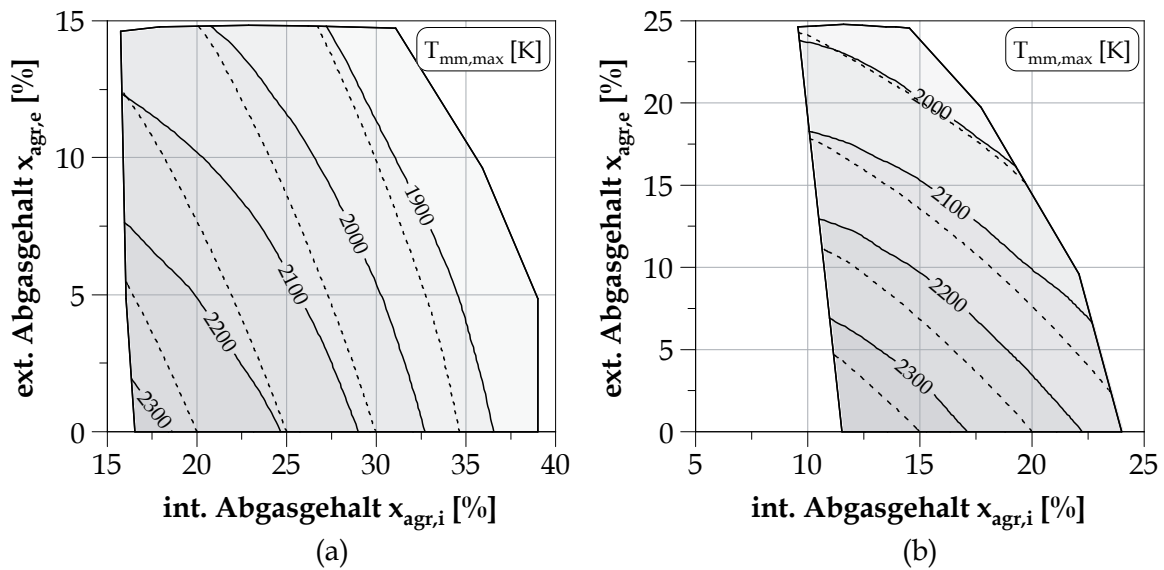


Abbildung 6.10: Maximale Massenmitteltemperatur bei unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken und 2000 min^{-1} (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar

Erwartungsgemäß fallen die Spitzenwerte der Massenmitteltemperatur mit einem zunehmenden gesamten Abgasgehalt ab. Jedoch tritt auch hier wiederum eine Abhängigkeit von dem Mischungsverhältnis des gesamten Abgasgehaltes auf. Die externe Abgasrückführung hat eine intensivere Wirkung auf die Temperatursenkung als die interne. Diese Feststellung gilt für beide Betriebspunkte. Die Ursache hierfür kann in einer geringeren Temperatur des extern zurückgeführten gekühlten Abgases gesehen werden.

Abbildung 6.11 und 6.12 enthalten die Kennfelder für die Verluste durch Wandwärme und reale Kalorik. Die Prozesstemperaturen stellen die bestimmenden Faktoren für die beiden Verluste dar. Es zeigen sich deshalb die gleichen qualitativen Verläufe der Isolinien in den Kennfeldern für die Verluste durch Wandwärme und reale Kalorik wie in den Kennfeldern für die Prozesstemperaturen.

Im Fall der Wandwärme ergibt sich eine Kennfeldspreizung von 0.6 %Pkt. für 2000 min^{-1} und 2 bar sowie 0.3 %Pkt. für 2000 min^{-1} und 6 bar. Im Vergleich zu den bisher vorgestellten Verlustanteilen durch Ladungswechsel und realen Brennverlauf ist die Möglichkeit zur

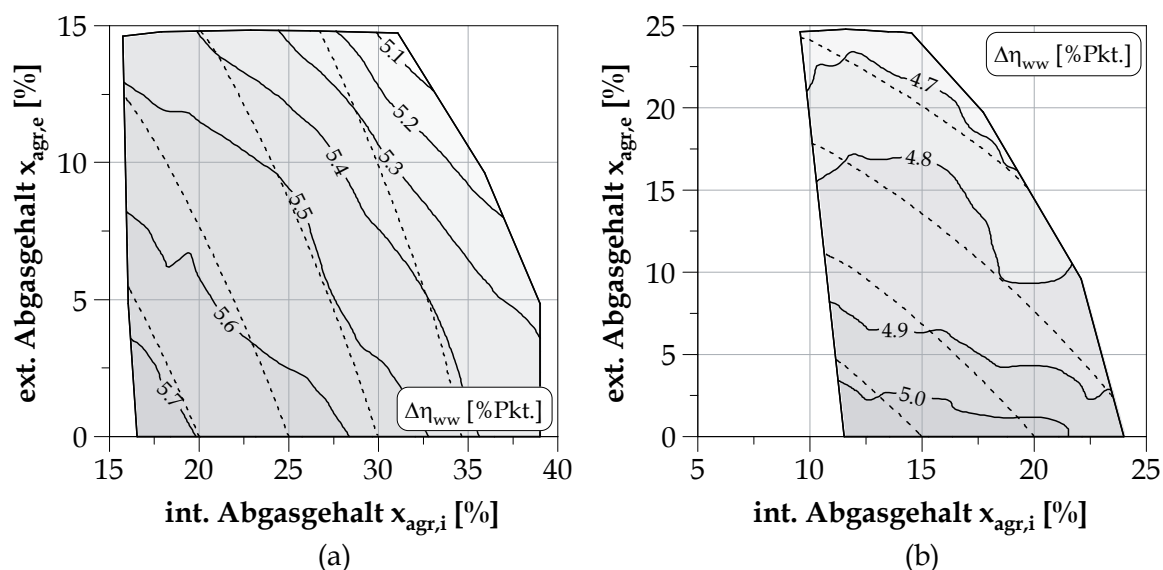


Abbildung 6.11: Verlust durch Wandwärme bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar

Beeinflussung dieses Verlustanteiles durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas gering. Tendenziell führt eine Erhöhung des Abgasgehaltes des Gemisches aber ausnahmslos zu einer Verringerung dieses Verlustes. Gleiches gilt auch für die Verluste durch reale Kalorik. Jene sind jedoch von größerer Bedeutung für die Wirkungsgradkette. In der unteren Teillast kann der Verlustanteil um 1.4 %Pkt. und in der mittleren Teillast um 1.0 %Pkt. verringert werden.

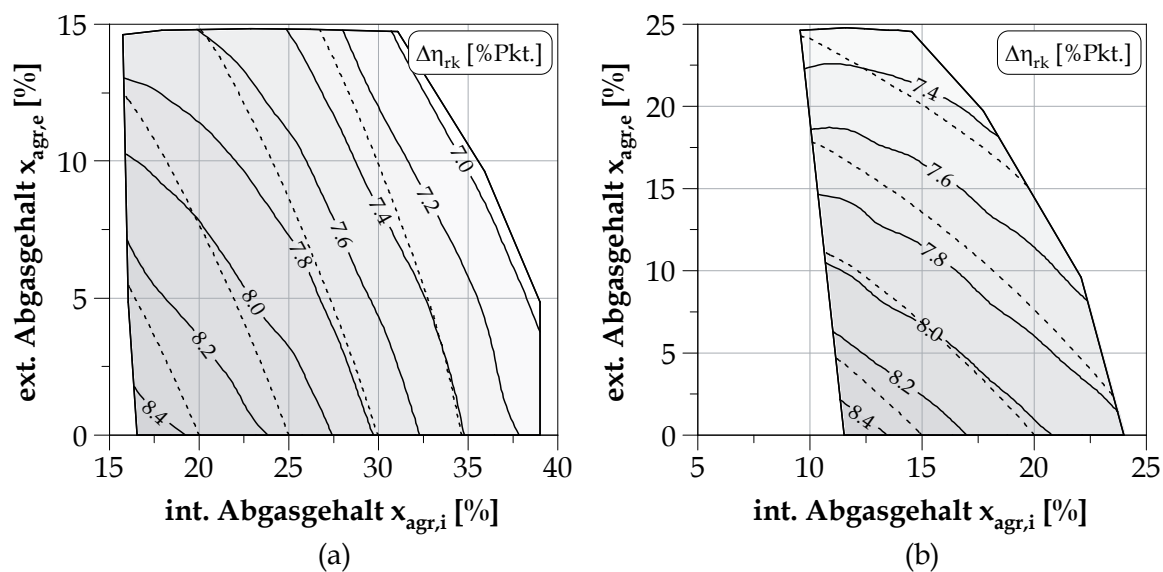


Abbildung 6.12: Verlust durch reale Kalorik bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar

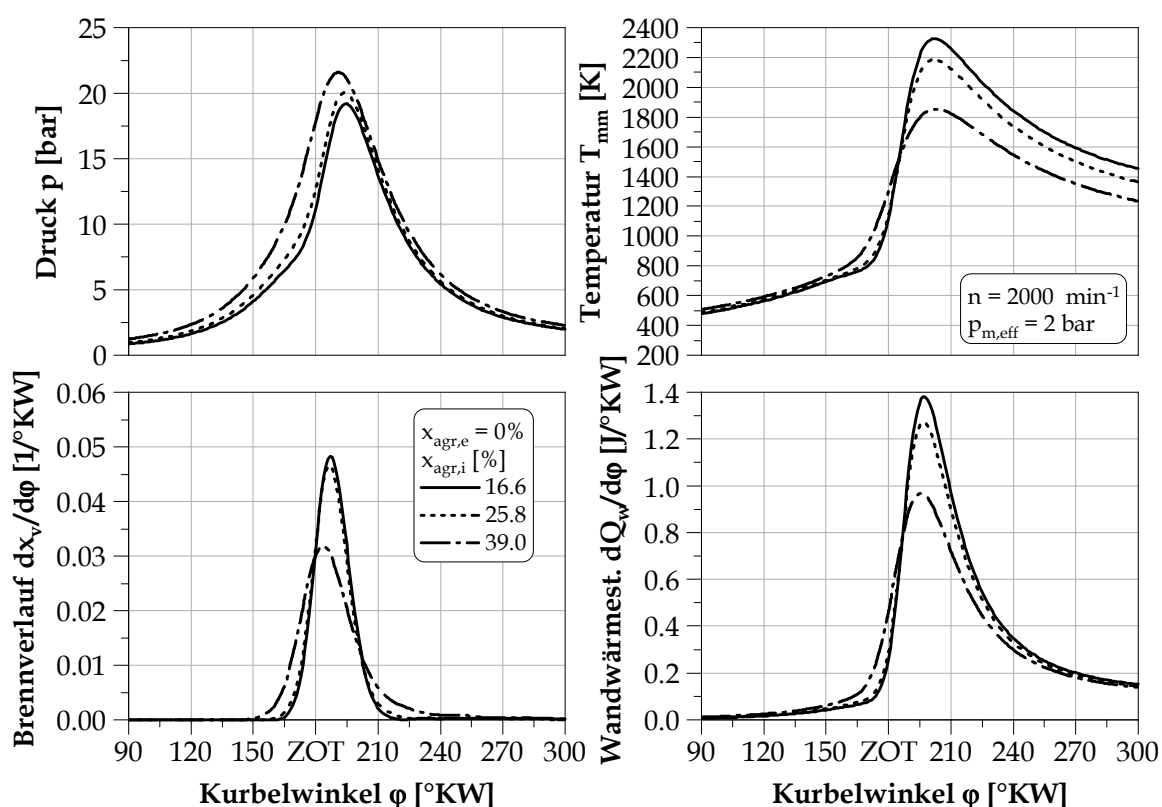


Abbildung 6.13: Druck- und Temperaturverlauf sowie Brennverlauf und Wandwärmestrom für unterschiedliche Abgasgehalte (Konfiguration: Basis)

Die Absenkung der maximalen Massenmitteltemperatur durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas beruht in der unteren und mittleren Teillast auf zwei Faktoren. Als Hauptursache ist die Erhöhung der absoluten Wärmekapazität des Gemisches zu nennen. Außerdem stellt die langsamere Wärmefreisetzung eine Einflussgröße dar. Zur Veranschaulichung zeigt Abbildung 6.13 die Verläufe von Druck, Massenmitteltemperatur und Wandwärmestrom sowie den Brennverlauf für drei exemplarische Punkte mit verschiedenen internen Abgasgehalten in der unteren Teillast.

Die Brennverläufe der Punkte mit einem internen Abgasgehalt von 16.6 und 25.8 % unterscheiden sich kaum voneinander. Der größere Abgasgehalt der Zylinderladung ruft jedoch geringfügig höhere Zylinderdrücke sowie Temperaturen während der Verdichtung hervor. Bei der Wärmezufuhr und Expansion liegen die Temperaturen aber unter dem Referenzpunkt mit einem geringeren Abgasgehalt. Der Effekt kann allein auf die größere absolute Wärmekapazität des Gemisches zurückgeführt werden.

Der dritte Punkt besitzt mit 39.0 % einen nochmals höheren internen Abgasgehalt. Die Brenndauer ist bei diesem Punkt länger und die maximale Wärmezufuhr geringer. Der Start der Verbrennung findet bei gleicher Schwerpunktlage viel früher in der Kompression statt. Der Zylinderdruck und die Temperaturen steigen dadurch bereits vor dem ZOT im Vergleich zu den anderen beiden Punkten stärker an. Infolgedessen erhöht sich auch

der Wandwärmestrom. Hierbei geht innere Energie der Zylinderladung verloren. Dieser Effekt sowie die kleinere maximale Wärmezufuhr führen zu einem mit dem Abgasgehalt überproportionalen Absinken der maximalen Massenmitteltemperatur.

Kurz nach dem ZOT kehren sich die Verhältnisse jedoch um. Die deutlich geringeren Massenmitteltemperaturen verursachen einen kleineren Wandwärmestrom. Insgesamt verringern sich dadurch die Wandwärmeverluste. Von der zugeführten Energie kann ein größerer Anteil für die Volumenänderungsarbeit genutzt werden.

6.1.4 HC- und CO-Emissionen

Anhand von Abbildung 6.4 wurde bereits die Auswirkung einer Ladungsverdünnung mit Abgas auf die Laufruhe des Motors diskutiert. Daraus lässt sich eine direkte Konsequenz auf die HC- und CO-Emissionen ableiten. Ein hoher COV-Wert spiegelt eine große Streuung des indizierten Mitteldruckes wieder. Das kann in der Ursache auf eine Zunahme von unvollständigen Umsetzungen der zugeführten Kraftstoffenergie oder verlängerten Brenndauern zurückgeführt werden. Erstes zeichnet sich durch eine hohe Emission an unverbrannten Kraftstoffbestandteilen aus. Zweites muss nicht zwangsläufig zu höheren HC- und CO-Emissionen führen. In Abschnitt 5.2 und 6.1.2 wurde aber bereits darauf hingewiesen, dass beide Effekte nicht getrennt voneinander betrachtet werden können. Eine Zunahme der Brenndauer geht mit vermehrten Zyklenstreuungen einher. Sie ist somit ebenfalls als ein Indiz für hohe HC- und CO-Emissionen zu sehen. Aus diesem Grund ergeben sich für den Verlust durch reale HC- und CO-Emissionen die gleichen Abhängigkeiten von dem internen und externen Abgasgehalt, wie in Abbildung 6.4 für den COV und in Abbildung

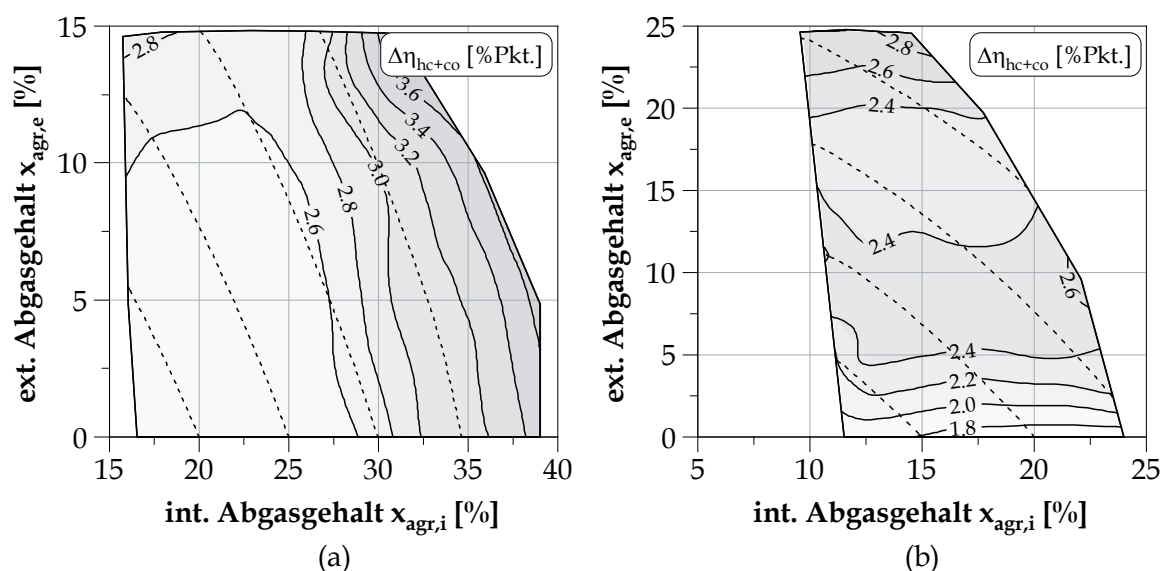


Abbildung 6.14: Verlust durch reale HC- und CO-Emissionen bei 2000 min⁻¹ und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar

6.8 für die Brenndauer. Abbildung 6.14 zeigt den Verlust durch reale HC- und CO-Emissionen für die Betriebspunkte in der unteren und mittleren Teillast. Eine Ausnahme bildet in der mittleren Teillast der Bereich zwischen einem externen Abgasgehalt von 12 und 20 %. Dort ist eine lokale Abnahme des Verlustes durch reale HC- und CO-Emissionen zu verzeichnen. Mit einem steigenden externen Abgasgehalt nimmt der Verlustanteil aber wieder zu und erreicht bei der maximalen gesamten Abgasverdünnung den höchsten Wert.

Beide Betriebspunkte weisen für den Verlust durch reale HC- und CO-Emissionen eine Kennfeldspreizung von 1.0 %Pkt. auf (vgl. Abbildung 6.14). Dieser Verlustanteil zählt somit zu den bedeutungsvollen Einflussfaktoren auf die gesamte Wirkungsgradkette in der unteren und mittleren Teillast. Er wirkt, analog zu dem Verlust durch realen Brennverlauf, den geringeren Ladungswechselverlusten durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas entgegen.

6.2 Effektiver Wirkungsgrad in der unteren und mittleren Teillast

Analog zu Abschnitt 6.1 wird auch in diesem Abschnitt die externe Abgasrückführung (gekühlte Niederdruck-AGR) mit einer internen Abgasrückführung (schneller Nockenwellenhaken) verglichen. Die Darstellungsweise der Ergebnisse ist dabei weiterhin zweidimensional. Dieser Abschnitt baut außerdem auf den Erkenntnissen der speziellen Verlustanteile, die in Abschnitt 6.1 betrachtet wurden, auf. Zusammengefasst waren das die Folgenden: Die Anwendung der Ladungsverdünnung in der Teillast verringert die Ladungswechselverluste. Die Betriebspunkte mit den höchsten Abgasgehalten besitzen auch die geringsten Ladungswechselverluste. Gleichzeitig geht mit einer steigenden Ladungsverdünnung aber auch eine Zunahme der Brenndauer einher. Die Verluste durch realen Brennverlauf wachsen dadurch an und kompensieren die Vorteile des besseren Ladungswechsels. Weiterhin steigt der Verlust durch reale HC- und CO-Emissionen mit einem zunehmenden Abgasgehalt an und wirkt der Abnahme der Ladungswechselverluste ebenfalls entgegen. Die verringerten Temperaturen während der Verbrennung zeigen jedoch positive Auswirkungen auf die Verluste durch Wandwärme und reale Kalorik. Sie sind die bestimmenden Elemente für die Steigerung des Wirkungsgrades durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas in der unteren und mittleren Teillast.

In den folgenden Ausführungen wird die Ladungsverdünnung mit Abgas global anhand des effektiven Wirkungsgrades und der gesamten Wirkungsgradkette betrachtet. Daraus lässt sich das wirklich nutzbare Wirkungsgradpotenzial ableiten. Von großer Bedeutung sind in niedrigen Lastbereichen dabei auch die Verluste durch Reibung. Abbildung 6.15 zeigt die Reibarbeit des Motors in Abhängigkeit des internen und externen Abgasgehaltes. Tendenziell nimmt in der unteren Teillast die Reibung mit einem steigenden gesamten Abgasgehalt zu. Bei dem Betriebspunkt in der mittleren Teillast lässt sich außerdem eine Abhängigkeit von dem internen Abgasgehalt erkennen. Als Ursache für die größere Reibung können die höheren Zylinderdrücke bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas

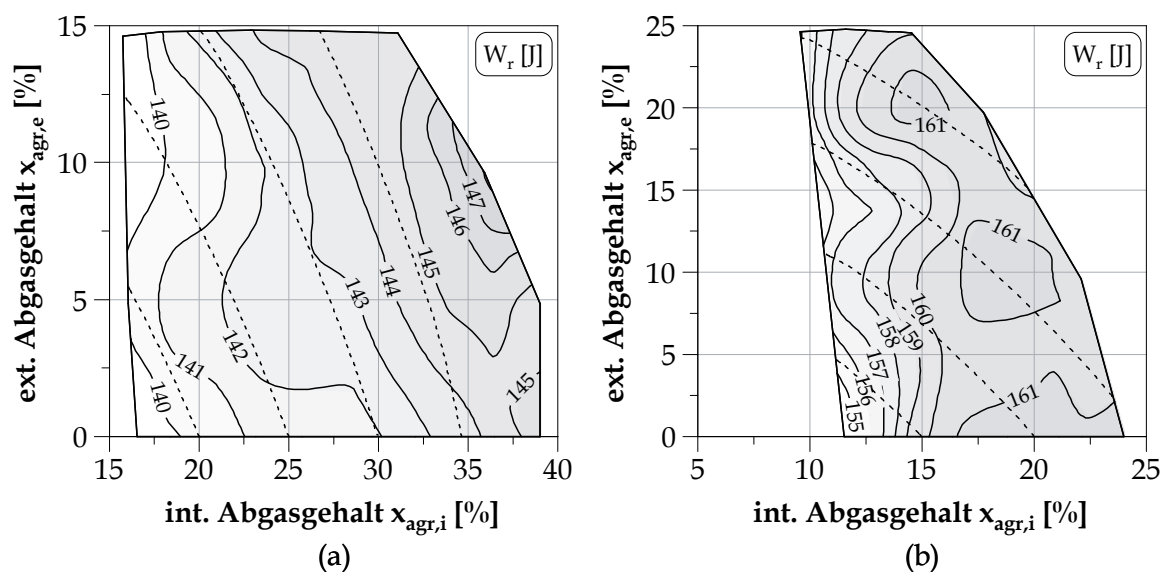


Abbildung 6.15: Reibarbeit bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar

herangezogen werden.

Aus dem Bezug der Reibarbeit auf die zugeführte Energie entsteht der Verlust durch Reibung, welchen Abbildung 6.16 zeigt. Der Vergleich der Kennfeldspreizungen von Reibarbeit und Verlust durch Reibung zeigt auf, dass die Reibarbeit mit 5.0 % in der unteren Teillast und 3.8 % in der mittleren prozentual weniger stark steigt als der Verlust durch Reibung mit 6.0 % bzw. 5.4 %. Der Verlustanteil wächst demzufolge auch durch die insgesamt

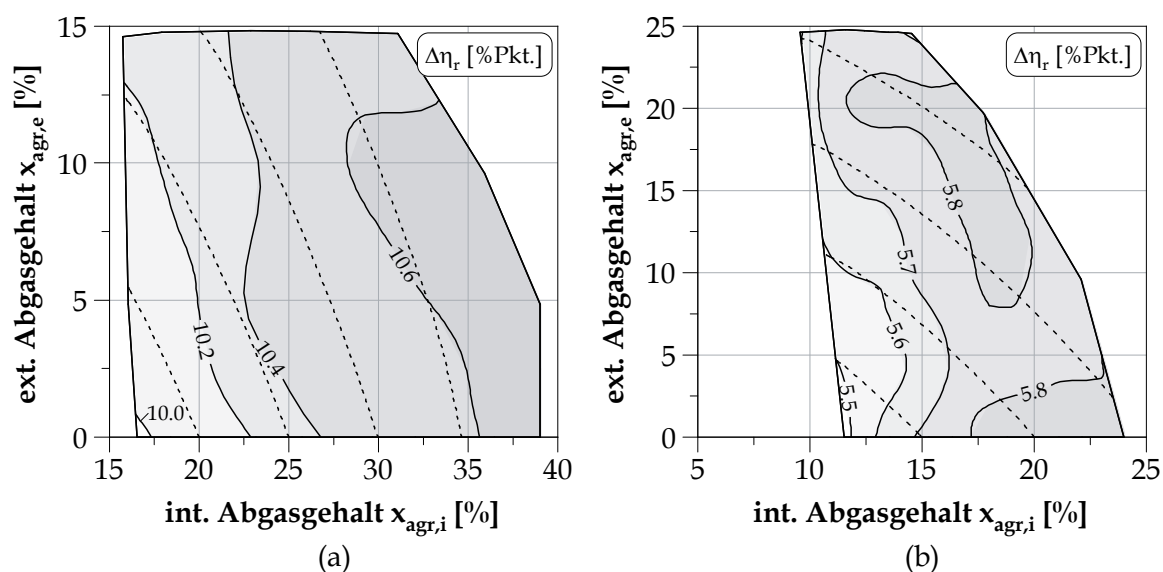


Abbildung 6.16: Verlust durch Reibung bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar

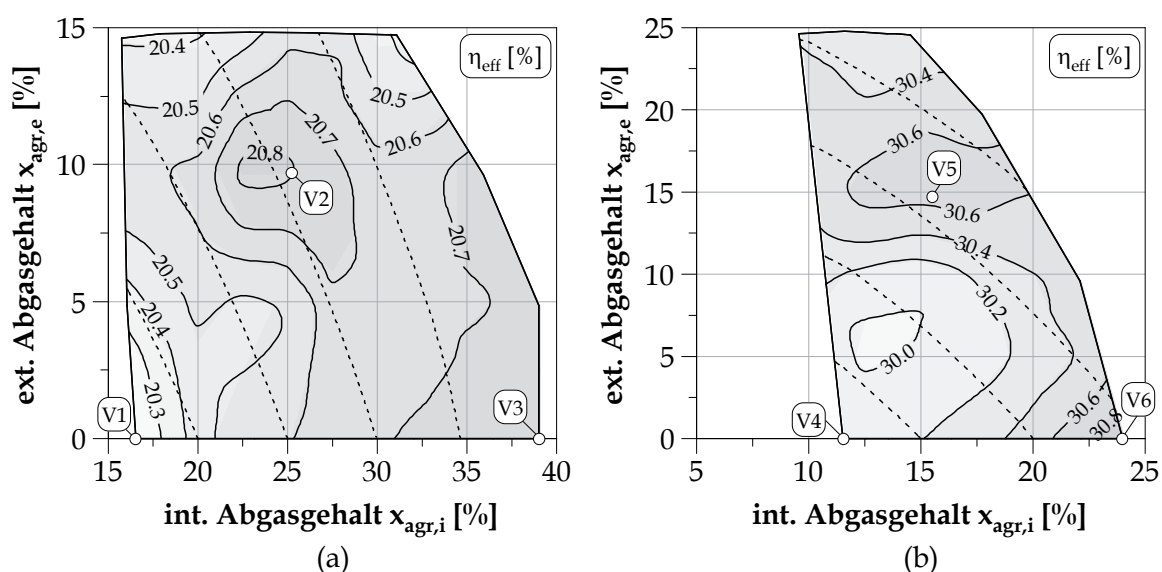


Abbildung 6.17: Effektiver Wirkungsgrad bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar

geringere zugeführte Energie bei hohen Abgasgehalten. Er wirkt ebenfalls der Wirkungsgradsteigerung durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas entgegen. Außerdem lässt sich daraus direkt auf den effektiven Wirkungsgrad schlussfolgern. Abbildung 6.17 zeigt diesen für die Betriebspunkte der unteren und mittleren Teillast.

Die Überlagerung aller Verlustanteile bringt für beide Betriebspunkte zwei Maxima für den effektiven Wirkungsgrad bei spezifischen Mischungsverhältnissen aus internem und externem Abgasgehalt hervor. Im Fall der unteren Teillast liegt dieses bei einem gesamten Abgasgehalt von 30 % und einer Mischung aus 24 % internem und 10 % externem Abgasgehalt. Weiterhin finden sich hohe Wirkungsgrade bei maximaler interner und minimaler externer Abgasverdünnung. Bei dieser Zusammensetzung liegt auch in der mittleren Teillast das Optimum des effektiven Wirkungsgrades. Ein weiterer wirkungsgradgünstiger Bereich dieses Lastpunktes bildet sich bei einem externen Abgasgehalt von 17 % und einem internen Abgasgehalt zwischen 12 % und 18 % aus. Eine abnehmende Tendenz des effektiven Wirkungsgrades liegt jeweils bei den geringsten gesamten Abgasgehalten sowie bei hohen externen Abgasgehalten vor. Das Gefüge der Einzelverluste an den Extremstellen der Kennfelder des effektiven Wirkungsgrades soll anhand der Kette des Gesamtgütegrades diskutiert werden. Dafür erfolgt eine Auswahl von Messpunkten in der unmittelbaren Nähe der Extremstellen. Diese Vergleichspunkte sind in Abbildung 6.17 als V1 bis V6 gekennzeichnet. Die Gütegrade dazu enthält Abbildung 6.18.

In der unteren Teillast weisen die Punkte V2 und V3 mit einer hohen Ladungsverdünnung hauptsächlich durch geringere Verluste durch Wandwärme, reale Kalorik und Ladungswechsel gegenüber dem Punkt V1 Vorteile auf. Besonders der Punkt V3 besitzt den besten Gütegrad durch Ladungswechsel in diesem Vergleich. Das Entdrosselungspotenzi-

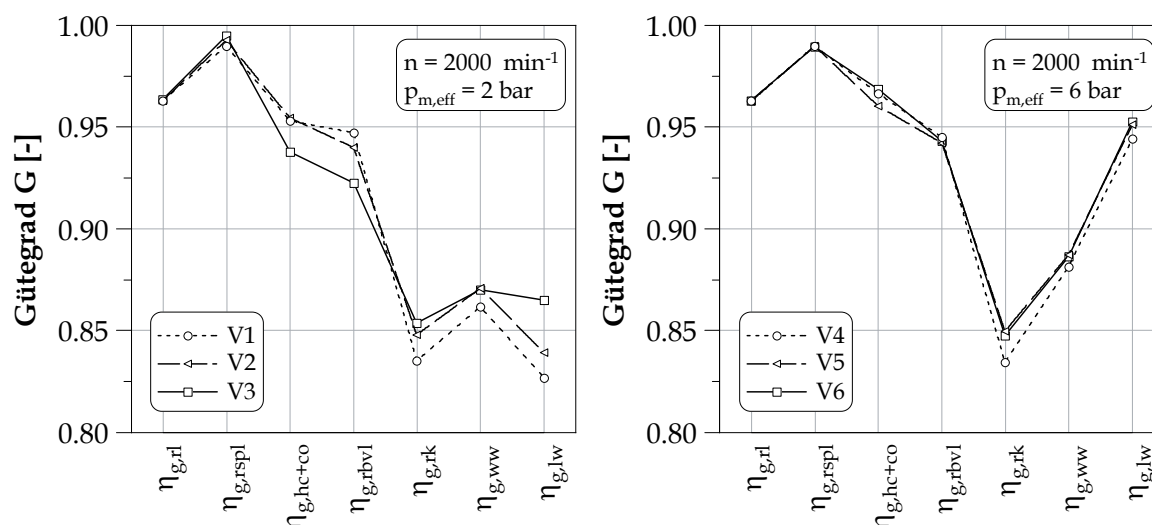


Abbildung 6.18: Gütegrade für charakteristische Punkte des effektiven Wirkungsgradkennfeldes in der unteren und mittleren Teillast (Konfiguration: Basis)

al, welches an dieser Stelle bei dem Punkt V2 aufgegeben wird, kann jedoch durch bessere Gütegrade durch reale HC- und CO-Emissionen sowie realen Brennverlauf ausgeglichen werden. In diesen Verlusten unterscheiden sich die Vergleichspunkte V1 und V2 kaum voneinander. Als Wirkungsgradpotenzial ausgedrückt verliert allein durch den Verlust durch reale HC- und CO-Emissionen der Punkt V3 im Vergleich zu den Punkten V1 und V2 0.9 %Pkt. Unter Zuhilfenahme von Abbildung 6.4 wird deutlich, dass der Punkt V3 bereits in dem progressiv ansteigenden Bereich der Verdünnungsgrenze des Brennverfahrens liegt. Damit sind die verschleppte Verbrennung und der hohe Anteil an nicht umgesetztem Kraftstoff zu erklären.

Auch in der mittleren Teillast zeigen sich Unterschiede in dem Gütegrad durch reale HC- und CO-Emissionen. Hierbei ist es der Punkt V5, welcher ein schlechteres Emissionsverhalten zeigt. Er besitzt ebenfalls einen höheren COV und auch eine längere Brenndauer im Vergleich zu den Punkten V4 und V6 (vgl. Abbildung 6.4 und 6.8). In den anderen Gütegraden liegen beide Vergleichspunkte mit einer gesteigerten Ladungsverdünnung gleich auf. Die Vorteile gegenüber dem Punkt V4 beruhen wiederum auf geringeren Verlusten durch Wandwärme, reale Kalorik und Ladungswechsel.

Eingangs wurde auf die Unterschiede zwischen dem ersten und dem zweiten Teil des schnellen Nockenwellenhakens bezüglich der Temperatur des intern zurückgeführten Abgases hingewiesen. An dieser Stelle wird explizit darauf eingegangen. Die Kennfelder für den effektiven Wirkungsgrad des zweiten Teiles des schnellen Nockenwellenhakens enthält Abbildung 6.19. Sie ist das Gegenstück zu Abbildung 6.17, welche den ersten Teil zeigt.

In beiden Lastpunkten können höhere effektive Wirkungsgrade erzielt werden. Konkret ergeben sich Vorteile von 0.2 %Pkt. in der unteren und 0.1 %Pkt. in der oberen Teillast. Die Bestpunkte sind mit den Marken V7 und V8 in den Kennfeldern in Abbildung 6.19 einge-

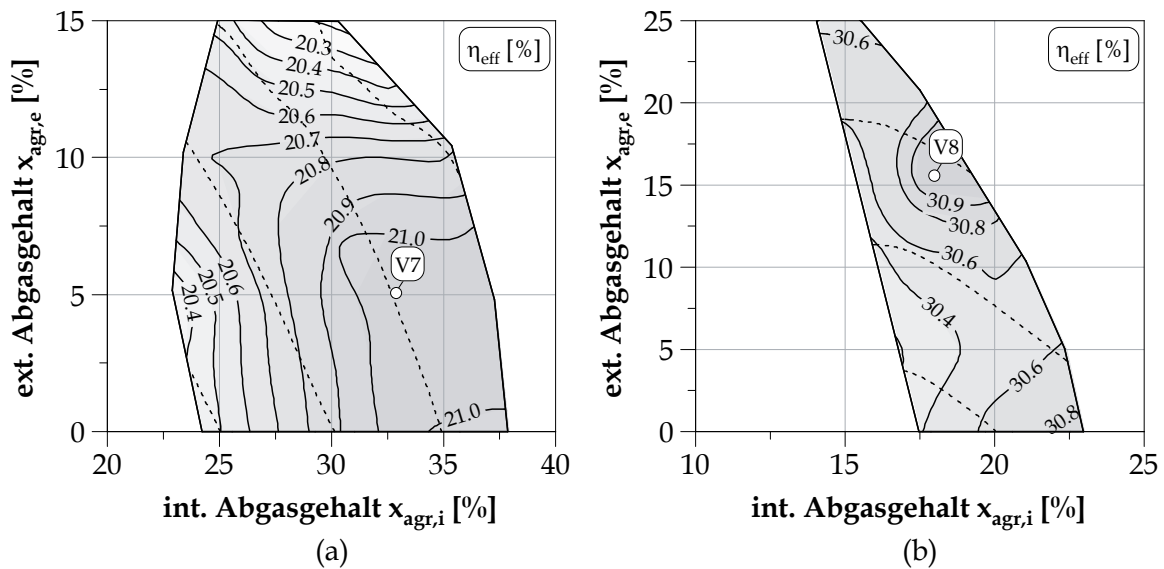


Abbildung 6.19: Effektiver Wirkungsgrad für den zweiten Teil des schnellen Nockenwellenhakens bei 2000 min^{-1} und unterschiedlichen effektiven Mitteldrücken (Konfiguration: Basis): (a) 2 bar, (b) 6 bar

tragen. Ein Vergleich mit den Gütegraden der Bestpunkte des effektiven Wirkungsgrades aus Abbildung 6.17 (V2, V3, V5 und V6) zeigt die Ursachen auf, die zu den Wirkungsgradsteigerungen führen. Abbildung 6.20 enthält die Kette der Gesamtgütegrade. Weiterhin sind in Tabelle 6.1 die gesamten Abgasgehalte der Vergleichspunkte der Wirkungsgradmaxima sowie deren Zusammensetzung aufgelistet.

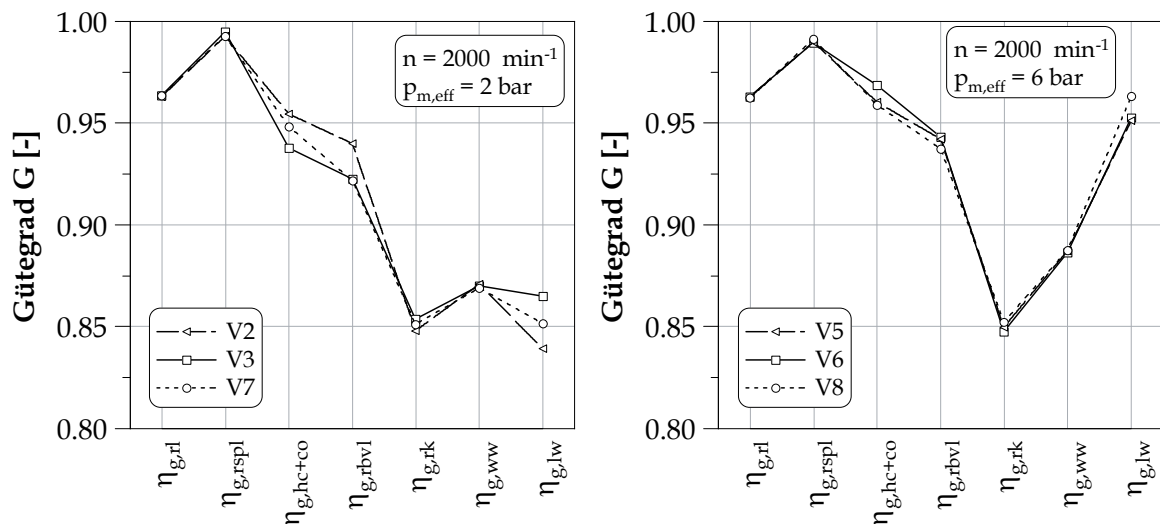


Abbildung 6.20: Gütegrade der Bestpunkte der effektiven Wirkungsgradkennfelder des ersten und zweiten Teiles des schnellen Nockenwellenhakens in der unteren und mittleren Teillast (Konfiguration: Basis)

Tabelle 6.1: Auflistung des gesamten Abgasgehaltes der Vergleichspunkte V2, V3, V5, V6, V7 und V8 sowie deren Zusammensetzung aus internem und externem Abgasgehalt (vgl. Gleichung (5.2), (5.3) und (5.4))

Vergleichspunkt	x_{agr} [%]	$x_{agr,i}$ [%]	$x_{agr,e}$ [%]
V2	30.7	25.6	9.6
V3	39.0	39.0	0.0
V7	35.1	32.8	5.1
V5	26.2	15.5	14.7
V6	24.0	24.0	0.0
V8	28.7	17.9	15.5

In der unteren Teillast ergibt sich für den Vergleichspunkt V7 eine vollkommen neue Zusammensetzung aus internem und externem Abgasgehalt. Auch der gesamte Abgasgehalt unterscheidet sich von den Bestpunkten des ersten Teiles des schnellen Nockenwellenhakens. Er liegt mit 35.1 % annähernd mittig zwischen den gesamten Abgasgehalten der Vergleichspunkte V2 und V3. Der Gütegrad durch Ladungswechsel und reale Kalorik verhält sich entsprechend dazu. Trotz des geringeren gesamten Abgasgehaltes im Vergleich zum Punkt V3 lassen sich im Gütegrad durch realen Brennverlauf hingegen keine Vorteile generieren. Der größere externe Abgasgehalt wirkt dem entgegen. Unterschiede bestehen weiterhin im Gütegrad durch reale HC- und CO-Emissionen. Eine Proportionalität zwischen dem gesamten Abgasgehalt und der Gütegradänderung besteht hier ebenfalls nicht. Der Gütegrad durch reale HC- und CO-Emissionen liegt näher an dem Vergleichspunkt V2. Eine bessere Kraftstoffaufbereitung aufgrund höherer Temperaturen während der Kompression kann hier als Ursache gesehen werden.

Der Effekt der geringeren HC- und CO-Emissionen tritt ebenfalls bei der Betrachtung der Vergleichspunkte in der mittleren Teillast auf. Hier liegen die Gütegrade durch reale HC- und CO-Emissionen der Punkte V5 und V8 auf gleichem Niveau, obwohl der Punkt V8 einen höheren gesamten Abgasgehalt aufweist. Weiterhin kann die insgesamt höhere Ladungsverdünnung als Ursache für den besseren Gütegrad durch Ladungswechsel und schlechteren Gütegrad durch realen Brennverlauf identifiziert werden. Die langsamere Wärmefreisetzung und der höhere Inertgasanteil an der Zylinderfüllung sind wiederum Faktoren, die sich positiv auf den Gütegrad durch reale Kalorik auswirken.

Insgesamt kann durch das erhöhte Temperaturniveau des internen Abgasgehaltes der effektive Wirkungsgrad verbessert werden. Zum einen ist der Faktor der Absenkung der Dichte durch eine Temperaturerhöhung zu nennen (thermische Entdrosselung). Zum anderen kann der Verlust durch reale HC- und CO-Emissionen als ein von der Ansaugtemperatur abhängiger Faktor identifiziert werden. Bei der Festlegung der Steuerzeiten zur internen Abgasrückführung sollte demzufolge eine Priorisierung auf möglichst hohe Temperaturen des zurückgeführten Abgasanteiles erfolgen. Eine geeignete Strategie hierzu stellt das direkte Ausschleusen von Abgas in das Saugrohr dar. Ebenfalls erscheint die hier nicht betrachtete Strategie der Brennraumrückführung als geeignet, da intern zurückgeführtes

Abgas aus dem Brennraum hohe Temperaturen aufweist (vgl. Abbildung 6.3).

Die Kombination aus einem möglichst heißen, intern zurückgeführten Abgas mit einer gekühlten externen Abgasrückführung erweist sich in der Teillast als optimale Ladungsverdünnung für höchste effektive Wirkungsgrade. Bei einer kleinen Last liegt das Mischungsverhältnis aus internem und externem Abgasgehalt dabei zu einem höheren Prozentsatz auf der Seite des internen Abgases. Mit steigender Last verschiebt sich das Mischungsverhältnis jedoch zu Gunsten des externen Abgasgehaltes. Mit dieser Strategie kann in der Teillast der höchste Grad an Entdrosselungspotenzial bei gleichzeitiger Vermeidung negativer Auswirkungen auf die Verluste durch realen Brennverlauf und reale HC- und CO-Emissionen sowie auf die Laufruhe des Motors erreicht werden.

6.3 Einflussfaktoren in der Voll-Last

Die untersuchten Betriebspunkte in diesem Abschnitt liegen bei einem effektiven Mittel-
druck von 18 bar und Drehzahlen von 1500, 2000, 4000 sowie 5000 min^{-1} . Sie befinden sich damit alle im aufgeladenen Bereich des Motorkennfeldes. Die Dichte des Gemisches ist hier sehr hoch. Auch die Prozesstemperaturen können abhängig von dem internen Abgasgehalt und dem Verbrennungsluftverhältnis ansteigen [Bir11]. Aus beiden Effekten resultiert eine gesteigerte Reaktivität, die das Auftreten einer klopfenden Verbrennung fördert. Als Gegenmaßnahme wird in der Regel die Verbrennung zu späteren Zeitpunkten hin verschoben. Der Druck und die Temperatur während der Verbrennung sinken dadurch wieder ab. Als negative Auswirkung wächst allerdings der Verlustanteil durch reale Schwerpunktlage. Inwieweit sich durch eine Ladungsverdünnung mit gekühltem externen Abgas (Niederdruck-AGR) die klopfende Verbrennung unter der Beibehaltung einer wirkungsgradoptimalen Schwerpunktlage vermeiden lässt, ist Bestandteil der in Abschnitt 6.3.1 vorgestellten Untersuchungen.

Abschnitt 6.3.2 befasst sich mit den Temperaturen während der Verbrennung und im Abgas. Erstere ist wiederum für den essenziellen Verlustanteil durch reale Kalorik von Relevanz. Der Verlust durch Wandwärme, der ebenfalls stark von den Prozesstemperaturen abhängt, verliert hingegen wie in Abschnitt 4.1 gezeigt in der Voll-Last an Stellenwert. Er wird nicht explizit betrachtet. Weiterhin gewinnen bei hohen Drehzahlen die Abgastemperaturen an Bedeutung. In dem Betriebspunkt bei 5000 min^{-1} und 18 bar würde es bei einem stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis zu einer Überschreitung der zulässigen Temperaturen von abgasführenden Bauteilen kommen. Eine Methode zur Absenkung der Temperaturen des Abgases bietet die Einstellung eines unterstöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnisses. Das ist eine für den Verlust durch reale HC- und CO-Emissionen ungünstige Maßnahme. Auch hier ist von Interesse, in welchem Ausmaß sich die Abgastemperaturen durch eine Ladungsverdünnung mit gekühltem externen Abgas (Niederdruck-AGR) beeinflussen lassen.

Bei der Durchführung der Untersuchungen wird ebenfalls eine Schrittweite für die Va-

riation des externen Abgasgehaltes von 5 %Pkt. verwendet. Das begrenzende Element für die maximale Ladungsverdünnung ist in der Voll-Last die Bereitstellung des notwendigen Ladedruckes. Darum beschäftigt sich das Kapitel 7 gesondert mit jener für ein ladungsverdünntes Brennverfahren wichtigen Technologie. In diesem Abschnitt konzentrieren sich die Untersuchungen auf den Basismotor unter der Verwendung des von dem Serienmotor bekannten Kompressors und Abgasturboladers mit Festgeometrie-Turbine und Wastegate-Regelung.

Die interne Abgasrückführung fördert das Auftreten einer klopfenden Verbrennung (vgl. Abschnitt 5.2). Die Steuerzeiten in der oberen Teillast und Voll-Last sollten deshalb für einen möglichst geringen internen Abgasgehalt optimiert sein [Bun12]. Das wurde für den unverdünnten Anwendungsfall bei dem jeweiligen Betriebspunkt im Rahmen der Modifikationsmöglichkeiten berücksichtigt. Diese Steuerzeiten werden dann bei der Variation des externen Abgasgehaltes innerhalb eines Lastpunktes beibehalten. Die Druckverhältnisse im Einlass- und Auslasstrakt können sich jedoch teilweise erheblich in Abhängigkeit des externen Abgasgehaltes und der Strategie zur Aufladung (mechanische und/oder Abgasturbolader-Aufladung) unterscheiden. Das gilt insbesondere für die Betriebspunkte bei 1500 und 2000 min^{-1} . Weiterhin erhöht sich die Reibarbeit des Motors durch das Einschalten der mechanischen Aufladung. Dieser Anteil muss größtenteils durch eine höhere Hochdruck-Arbeit ausgeglichen werden (vgl. Abschnitt 7.2). Zur gezielten Bewertung der Klopfneigung bei einer Abgasverdünnung der Ansaugluft empfiehlt es sich aus den genannten Gründen, die Randbedingungen interner Abgasgehalt durch die Steuerzeiten und die Hochdruck-Arbeit konstant zu halten. Das ist in dieser Arbeit entsprechend umgesetzt.

6.3.1 Schwerpunktlage der Verbrennung

Die Schwerpunktlage der Verbrennung kennzeichnet die Winkellage, an der 50 % der umsetzbaren Energie freigesetzt sind. Sie wird in dieser Arbeit auch als AI50-Lage bezeichnet. Jeder Verbrennungsmotor besitzt einen spezifischen Wert für die AI50-Lage, bei der sich ein Optimum aus allen Verlustanteilen einstellt. Dieser wirkungsgradoptimale Punkt liegt bei Verbrennungsmotoren allgemein nach dem OT [PKS09]. Daraus resultiert, dass der Verlust durch reale Schwerpunktlage nicht den Wert null annimmt. Liegt die Schwerpunktlage der Verbrennung hingegen deutlich später als der optimale Punkt, so entstehen hohe Verluste durch reale Schwerpunktlage, die nicht durch positive Auswirkungen auf die übrigen Verlustanteile kompensiert werden können.

Die bedeutungsvollste Ursache für eine nicht wirkungsgradoptimale AI50-Lage ist das Auftreten einer klopfenden Verbrennung. Dazu kommt es, wenn der Gemischzustand an den Orten im Brennraum die Grenze der Selbstzündung erreicht, die noch nicht von der Flammenfront erfasst sind. Ausschlaggebend dafür sind die thermodynamischen Randbedingungen: Druck, Temperatur und Gaszusammensetzung. Um bei dem Auftreten einer klopfenden Verbrennung wieder unter die Grenze der Selbstzündung zu fallen, wird die Energiefreisetzung in Richtung späterer Zeitpunkte verschoben. Durch die fortschreitende

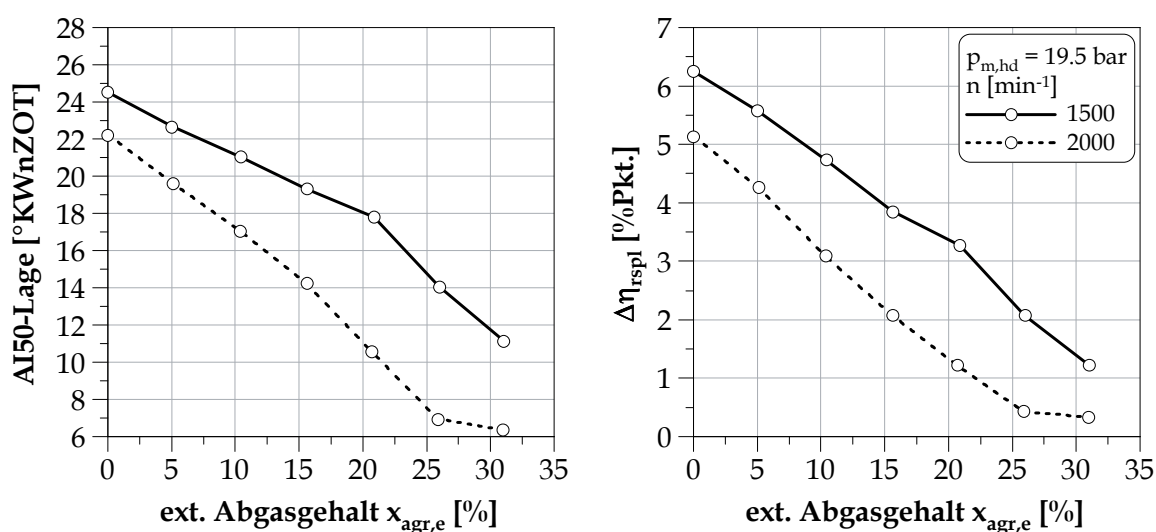


Abbildung 6.21: AI50-Lage und Verlust durch reale Schwerpunktlage bei kleinen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)

Expansion verkleinern sich der Druck und die Temperatur.

Abbildung 6.21 zeigt die AI50-Lage für die Betriebspunkte der Voll-Last bei kleinen Drehzahlen. Die Hochdruck-Arbeit bzw. der auf das Hubvolumen bezogene Hochdruck-Mitteldruck $p_{m,hd}$ ist für alle Messpunkte konstant und orientiert sich an den unverdünnten Punkten. Ohne Ladungsverdünnung liegt die Schwerpunktlage der Verbrennung bei 22.2 und 24.5 °KWnZOT und ist damit sehr stark klopfbegrenzt. Daraus resultiert ein Verlust durch reale Schwerpunktlage von 5.1 und 6.3 %Pkt. Durch die Zumischung des extern zurückgeführten gekühlten Abgases kann die Schwerpunktlage der Verbrennung wieder in Richtung ZOT verschoben werden. Bei 2000 min^{-1} ist ab einem externen Abgasgehalt von 25 % wieder die Einstellung der als wirkungsgradoptimal angesehenen AI50-Lage von 8 °KWnZOT möglich. Der Zusammenhang zwischen dem externen Abgasgehalt und der AI50-Lage ist für beide Betriebspunkte annähernd linear. Bei 2000 min^{-1} beträgt die Steigung der Ausgleichsgeraden $-0.60 \text{ °KW je \%Pkt. externen Abgasgehalt}$. Bei 1500 min^{-1} fällt die Ausgleichsgerade mit einem Anstieg von $-0.42 \text{ °KW je \%Pkt. externen Abgasgehalt}$ etwas flacher ab. Der Ausreißerpunkt bei einem externen Abgasgehalt von 20.9 % in der Messreihe bei 1500 min^{-1} ist hierbei in der Berechnung der Ausgleichsgeraden berücksichtigt (vgl. Abbildung D.2 in Anhang D). Eine Schwerpunktlage der Verbrennung von 8 °KWnZOT kann bei 1500 min^{-1} allerdings nicht erreicht werden.

Der Verlust durch reale Schwerpunktlage kann dem Trend der AI50-Lagen nicht folgen. Je weiter sich die AI50-Lage dem wirkungsgradoptimalen Wert nähert, desto geringer ist die Verkleinerung des Verlustanteiles. Das ist auch plausibel, da zwischen dem Kurbelwinkel und dem effektiven Verdichtungs- bzw. Expansionsverhältnis ein nichtlinearer Zusammenhang besteht. Der Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses ist davon wiederum exponentiell abhängig (vgl. Gleichung (2.28)). Abbildung E.4 in Anhang E zeigt die Ver-

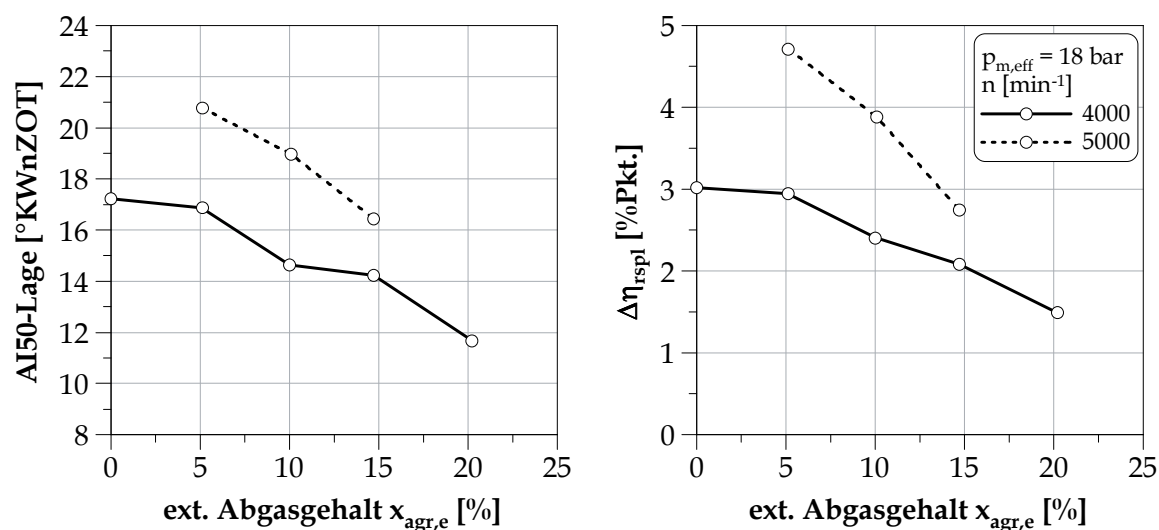


Abbildung 6.22: AI50-Lage und Verlust durch reale Schwerpunktlage bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)

läufe dazu. Zusammengefasst kann der Verlust durch reale Schwerpunktlage um 4.8 %Pkt. bei 2000 min^{-1} respektive 5.0 %Pkt. bei 1500 min^{-1} verringert werden.

Den Verlauf der AI50-Lage über dem externen Abgasgehalt in der Voll-Last bei hohen Drehzahlen enthält Abbildung 6.22. Auch hier kann, analog zu den kleinen Drehzahlen, durch die Zumischung von extern zurückgeführtem gekühlten Abgas die Schwerpunktlage der Verbrennung verbessert werden. Dabei sind in Abbildung 6.22 nur Punkte berücksichtigt, die über ein stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis verfügen. Aus diesem Grund fehlt bei 5000 min^{-1} der Punkt bei einem externen Abgasgehalt von 0 %. Der Verlauf der Graphen ist hier ebenfalls annähernd linear. Die Steigung der linearen Ausgleichsgeraden der AI50-Lagen ist im Vergleich zu den Betriebspunkten bei geringen Drehzahlen jedoch tendenziell geringer. Bei 4000 min^{-1} liegt sie bei einem Wert von $-0.28^{\circ}\text{KW je \%Pkt.}$ externen Abgasgehalt und bei 5000 min^{-1} bei einem Wert von $-0.42^{\circ}\text{KW je \%Pkt.}$ externen Abgasgehalt, was mit der Steigung des Betriebspunktes bei 1500 min^{-1} identisch ist (vgl. Abbildung D.3 in Anhang D). Ein eindeutiger Zusammenhang zwischen der AI50-Lage, dem externen Abgasgehalt und der Drehzahl kann damit nicht formuliert werden. Weitere Quereinflüsse, wie der interne Abgasgehalt und das Zusammenspiel mit den Aufladeaggregaten, sind hierbei zu berücksichtigen.

Durch die Verbesserung der AI50-Lage kann ein Wirkungsgradpotenzial durch einen geringeren Verlust durch reale Schwerpunktlage bei 4000 min^{-1} von 1.5 %Pkt. und bei 5000 min^{-1} von 2.0 %Pkt. erschlossen werden. Das Verbesserungspotenzial ist demzufolge bei hohen Drehzahlen niedriger als bei kleinen Drehzahlen, was insbesondere an den geringeren maximalen externen Abgasgehalten liegt. Die Ursache dafür findet sich in der Begrenzung des maximal darstellbaren Ladedruckes durch die Aufladeaggregate bei dieser Motorkonfiguration. Eine weitere Steigerung des externen Abgasgehaltes würde zu einem

Abfall des effektiven Mitteldruckes führen. Für beide Betriebspunkte in der Voll-Last und hohen Drehzahlen besteht demnach ein weiteres Potenzial zur Wirkungsgradsteigerung durch die Verringerung des Verlustes durch reale Schwerpunktlage. Die gleiche Feststellung kann für den Betriebspunkt in der Voll-Last bei 1500 min^{-1} getroffen werden.

6.3.2 Verbrennungs- und Abgastemperaturen

Die Bewertung der temperatursenkenden Wirkung einer Ladungsverdünnung mit Abgas auf die Verbrennung wird in diesem Abschnitt wieder auf der Grundlage der maximalen Massenmitteltemperatur vorgenommen (vgl. Abschnitt 6.1.3). Für die Abgastemperatur wird die Temperatur vor der Turbine herangezogen. Hierbei sind zwei Fälle zu unterscheiden. Muss aus Bauteilschutzgründen ein unterstöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis verwendet werden, führt eine Ladungsverdünnung mit Abgas nicht direkt zu einer Senkung der Abgastemperatur, sondern zur Möglichkeit der Vermeidung einer Anfettung. Hieraus resultiert ein Wirkungsgradpotenzial des Einflussfaktors der Verbrennungs- und Abgastemperaturen hinsichtlich der Verluste durch reale HC- und CO-Emissionen. Im zweiten Fall liegen die Abgastemperaturen bei einem stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis bereits unter der maximal zulässigen Temperatur abgasführender Bauteile. Dadurch entsteht auch kein Wirkungsgradpotenzial durch die Absenkung des Verlustes durch reale HC- und CO-Emissionen. Der zweite Fall tritt ausnahmslos bei den Betriebspunkten in der Voll-Last und kleinen Drehzahlen auf, weshalb die Abgastemperaturen in diesem Drehzahlbereich nicht näher betrachtet werden.

Das Potenzial zur Wirkungsgradsteigerung durch die temperatursenkende Wirkung einer Ladungsverdünnung mit Abgas beschränkt sich bei kleinen Drehzahlen demzufolge auf den Verlust durch reale Kalorik. Abbildung 6.23 enthält diesen Verlustanteil sowie die

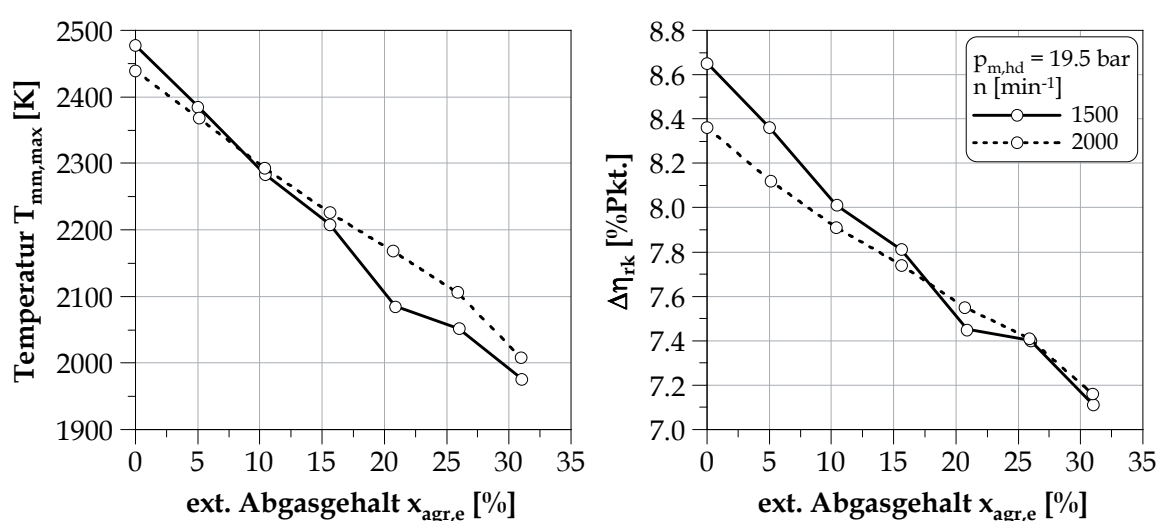


Abbildung 6.23: Maximale Massenmitteltemperatur und Verlust durch reale Kalorik bei kleinen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)

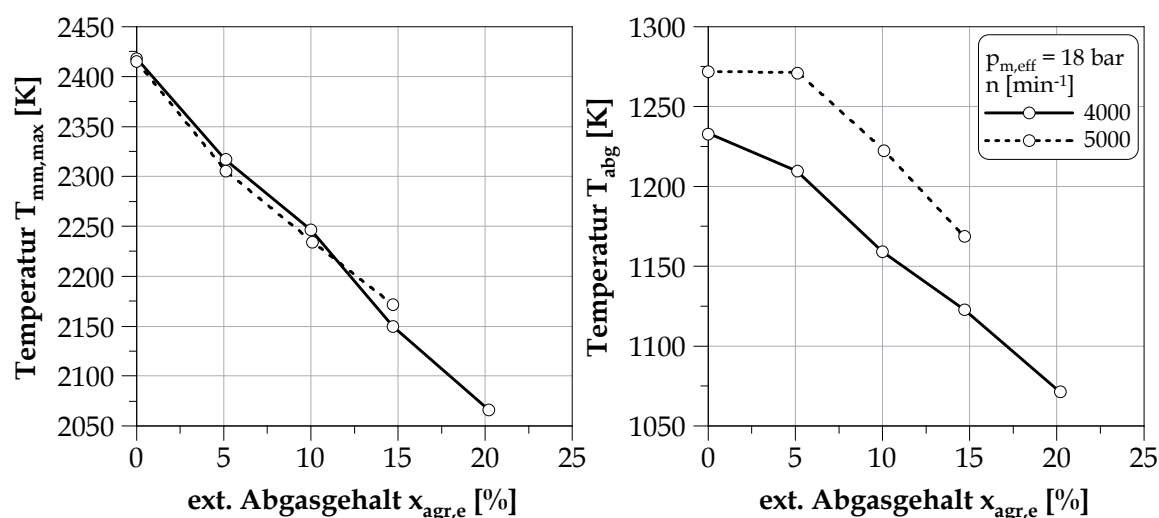


Abbildung 6.24: Maximale Massenmittel- und Abgastemperatur bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)

maximalen Massenmitteltemperaturen für die Betriebspunkte in der Voll-Last und kleinen Drehzahlen. Wiederum ist der Hochdruck-Mitteldruck für alle Messpunkte konstant. Es zeigt sich auch hier, analog zu der Schwerpunktlage der Verbrennung, ein linearer Zusammenhang zwischen dem externen Abgasgehalt und der maximalen Massenmitteltemperatur. Bei beiden Drehzahlen stellt sich bei einer maximalen Ladungsverdünnung eine Temperatursenkung von $\approx 450 \text{ K}$ ein. Dadurch sinken die Verluste durch reale Kalorik im Mittelwert für beide Lastpunkte um 1.3 \%Pkt. ab.

Bei hohen Drehzahlen lassen sich die maximalen Massenmitteltemperaturen während der Verbrennung ebenfalls mittels der externen Abgasrückführung verringern. Das ist anhand von Abbildung 6.24 ersichtlich. Auch hierbei besteht ein linearer Zusammenhang zwischen der Temperatursenkung und der maximalen Massenmitteltemperatur. Die maximalen Massenmitteltemperaturen bei kleinen Drehzahlen liegen jedoch generell oberhalb derer bei hohen Drehzahlen. Für alle Verläufe gilt, dass sie im Mittel um $-15.9 \text{ K je \%Pkt.}$ externen Abgasgehalt abfallen.

Des Weiteren enthält Abbildung 6.24 die Verläufe der Abgastemperaturen bei hohen Drehzahlen. Bei 4000 min^{-1} liegt bei allen externen Abgasgehalten ein stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis vor. Bei 5000 min^{-1} ist das erst ab einem externen Abgasgehalt von 5 \% der Fall. Für eine Abschätzung der zu erwartenden Senkung der Abgastemperatur unter der Randbedingung einer stöchiometrischen Verbrennung wird in Gleichung (7.10) in Abschnitt 7.1 ein linearer Zusammenhang auf der Grundlage der Versuchsergebnisse aus Abbildung 6.24 wiedergegeben. Hervorzuheben ist, dass die maximale Massenmitteltemperatur durch das Verbrennungsluftverhältnis nicht beeinflusst wird, wohingegen die Abgastemperatur in einem hohen Maß davon abhängt. Diese Beobachtung ist darauf zurückzuführen, dass der unterstöchiometrisch betriebene Messpunkt im Vergleich zum Betriebspunkt mit einem externen Abgasgehalt von 5 \% die gleiche Schwerpunktlage der Ver-

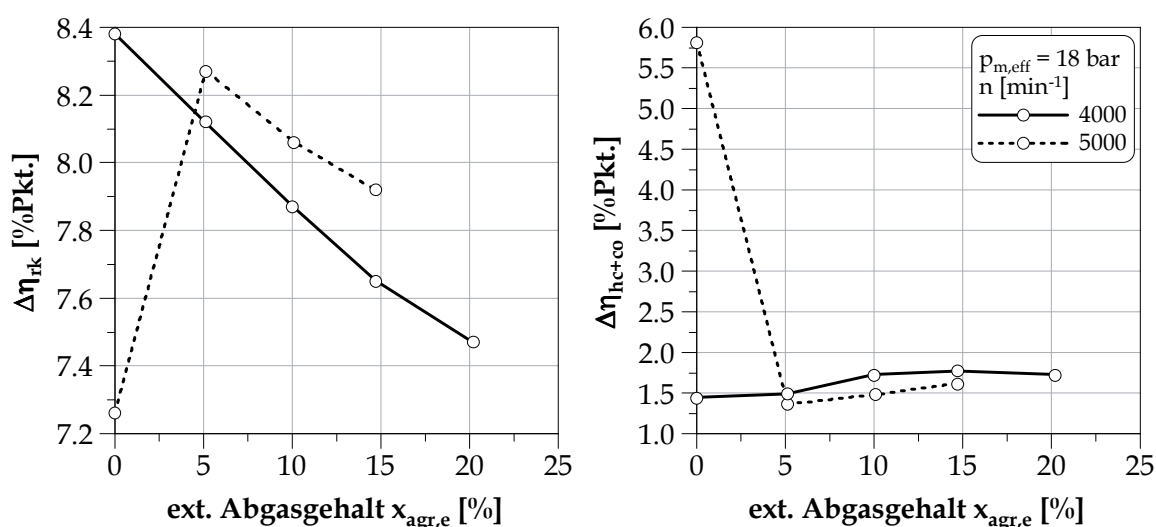


Abbildung 6.25: Verlust durch reale Kalorik und reale HC- und CO-Emissionen bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)

brennung bei einer kürzeren Brenndauer besitzt. Die schnellere Wärmefreisetzung wirkt dem temperatursenkenden Effekt der Anfettung entgegen und das frühere Ende der Wärmezufuhr verringert die Temperatur am Expansionsende. Dadurch lässt sich das unterschiedliche Verhalten der maximalen Massenmitteltemperatur und der Abgastemperatur erklären.

Darüber hinaus fällt die Abgastemperatur bei 5000 min⁻¹ stärker als bei 4000 min⁻¹ ab. Zur Erläuterung dieses Effektes muss Abbildung 6.22 mit herangezogen werden. Daraus wird ersichtlich, dass sich die AI50-Lage unter stöchiometrischen Bedingungen ebenfalls bei 5000 min⁻¹ mit dem externen Abgasgehalt stärker verbessert als bei 4000 min⁻¹. Eine frühere Schwerpunktlage der Verbrennung ist demnach auch für geringere Abgastemperaturen verantwortlich.

Die Temperaturen während der Verbrennung und im Abgas beeinflussen maßgeblich die Verluste durch reale Kalorik und reale HC- und CO-Emissionen bei hohen Drehzahlen. Abbildung 6.25 zeigt jene für die Betriebspunkte in der Voll-Last bei 4000 und 5000 min⁻¹. Als eine Besonderheit steigt der Verlust durch reale Kalorik bei 5000 min⁻¹ zuerst stark an, obwohl sich die maximale Temperatur der Verbrennung durch die Erhöhung des externen Abgasgehaltes von 0 auf 5 % verkleinert. Das ist damit zu erklären, dass sich das Gefüge der Verlustanteile des Hochdruck-Prozesses infolge des maßgeblichen Anstieges der Verluste durch reale HC- und CO-Emissionen durch das unterstöchiometrische Verbrennungsluftverhältnis verändert. Sie fallen um 4.5 %Pkt. durch die Vermeidung der 7.0 %igen Anfettung ab.

Bei stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnissen fällt der Verlust durch reale Kalorik, wie es die abnehmenden Spitzentemperaturen auch vermuten lassen, mit einem wachsenden externen Abgasgehalt ab. Für die Bewertung des Wirkungsgradpotenzials einer La-

dungsverdünnung mit Abgas müssen die Verlustanteile durch reale Kalorik und reale HC- und CO-Emissionen demzufolge gemeinsam betrachtet werden. Für den Betriebspunkt bei 4000 min^{-1} ergibt sich damit aus der Summe der beiden Wirkungsgradänderungen bei einem maximalen externen Abgasgehalt ein Wert von 0.6%Pkt. und bei 5000 min^{-1} von 3.5%Pkt. Folglich lässt sich konstatieren, dass der bedeutendste Anteil des Wirkungsgradpotenzials aus der Vermeidung eines unterstöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnisses resultiert.

6.4 Effektiver Wirkungsgrad in der Voll-Last

Aus Abschnitt 6.3.1 und 6.3.2 ist ersichtlich geworden, dass in Abhängigkeit der Drehzahl durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas in der Voll-Last große Wirkungsgradpotenziale erschlossen werden können. Diese resultieren vor allem aus den Einzelverlusten durch reale Schwerpunktlage, reale HC- und CO-Emissionen sowie reale Kalorik. Die erreichbaren Verbesserungen sind auf eine geringere Klopfneigung und Verbrennungs- sowie Abgastemperaturen zurückzuführen. In diesem Abschnitt erfolgt die Betrachtung der Potenziale einer gekühlten externen Abgasrückführung (Niederdruck-AGR) bezüglich des effektiven Wirkungsgrades sowie der Einflüsse auf die restlichen Anteile der Wirkungskette.

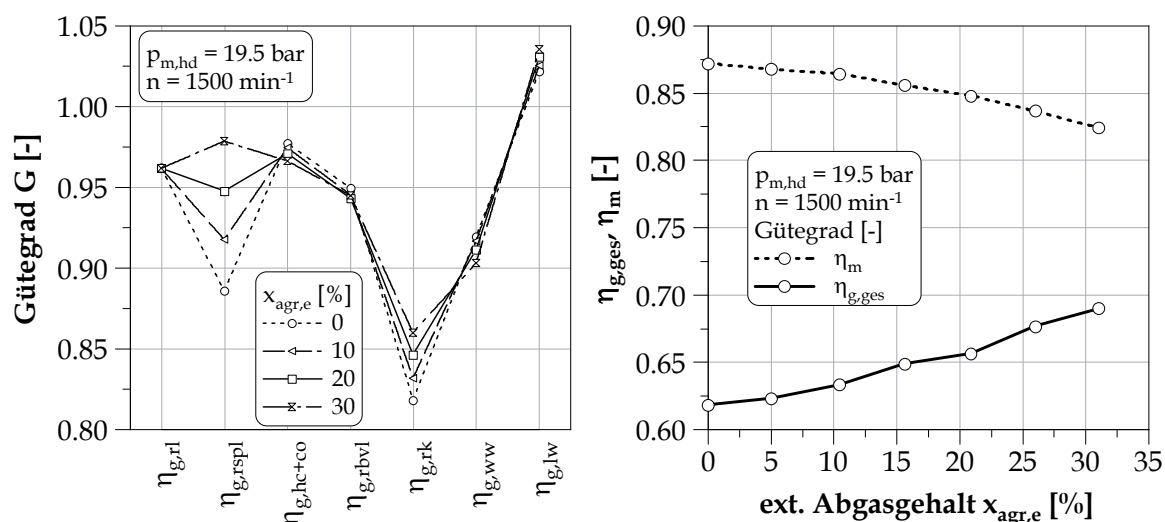


Abbildung 6.26: Gütegradkette sowie Gesamtgütegrad und mechanischer Wirkungsgrad für unterschiedliche externe Abgasgehalte (Konfiguration: Basis)

Abbildung 6.26 zeigt stellvertretend für die beiden Betriebspunkte in der Voll-Last bei geringen Drehzahlen die Gütegrade bei 1500 min^{-1} . Daraus wird ersichtlich, dass im Hochdruck-Prozess nur die Verluste durch reale Schwerpunktlage und reale Kalorik Verbesserungen durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas erfahren. Alle anderen Anteile verhalten sich neutral oder besitzen eine geringfügige Verschlechterung. Besonders herauszuheben ist das sehr geringe Ansteigen der Verluste durch reale HC- und CO-Emissionen und

realen Brennverlauf trotz des sehr hohen externen Abgasgehaltes. In diesem Punkt unterscheidet sich das Verhalten des Brennverfahrens in der Voll-Last grundsätzlich von dem in der Teillast. Paradox erscheint die Zunahme der Wandwärmeverluste, obwohl die in Abbildung 6.23 gezeigten maximalen Massenmitteltemperaturen abnehmen. Zu erklären ist dieser Effekt mit dem starken Ansteigen der Zylinderspitzen drücke und den daraus folgenden größeren Wärmeübergangskoeffizienten. Auffällig ist weiterhin der ausgeprägte positive Ladungswechsel. Er resultiert aus der mechanischen Aufladung in diesem Betriebspunkt. Auf ihn wird im Folgenden noch näher eingegangen.

Zusammenfassend ergibt sich für den Gesamtgütegrad mit einem steigenden externen Abgasgehalt eine Erhöhung um 7.2 %Pkt. Diesem Potenzial wirkt jedoch die Abnahme des mechanischen Wirkungsgrades in Höhe von 4.8 %Pkt. entgegen. Die höhere Reibung ist somit der entscheidende Faktor zur Reduzierung des Wirkungsgradpotenzials durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas bei geringen Drehzahlen. Außerdem geht mit einer Zunahme der Reibarbeit bei konstanter Hochdruck-Arbeit eine Abnahme der effektiven Arbeit bzw. des effektiven Mitteldruckes einher. Dem wirkt zwar wiederum die stetig wachsende positive Ladungswechselarbeit entgegen, jedoch kann sie die Wirkung nicht kompensieren.

Die Ursache für die erhöhte Reibung findet sich zum einen in den höheren Zylinderdrücken, die vor allem aus der Verschiebung der Schwerpunktlage der Verbrennung in Richtung ZOT resultieren. Zum anderen ist die Strategie der Aufladung dafür verantwortlich. Der Ladedruck wird bei dem Betriebspunkt aus Abbildung 6.26 weitestgehend durch den mechanisch angetriebenen Kompressor erzeugt. Die Antriebsarbeit des Kompressors teilt sich in zwei Anteile auf, die Verdichtungs- und Reibarbeit. Ein Teil der Verdichtungsarbeit kann in Form der positiven Ladungswechselarbeit thermodynamisch von dem Motor genutzt werden. Ein zweiter Teil, der durch die Lastregelung des Kompressors entsteht (vgl. Abbildung 3.1), ist rein dissipativ. Sowohl die gesamte Verdichtungsarbeit als auch die Reibarbeit des Kompressors sind bei der Verlustanalyse aus Abschnitt 2.4 in der gesamten Reibarbeit des Motors enthalten. Als eine Schlüsselkomponente für das Wirkungsgradpotenzial eines ladungsverdünnten Brennverfahrens wird die Aufladung in Kapitel 7 im Speziellen untersucht. Darin finden sich in Abschnitt 7.2.1 erweiterte Ausführungen zur Aufteilung und Bewertung der Antriebsarbeit des Kompressors.

Der größte Anteil der aufzuwendenden Antriebsarbeit des Kompressors muss durch eine höhere Hochdruck-Arbeit aufgebracht werden (vgl. Abschnitt 7.2). Dafür ist eine größere Zylinderfüllung notwendig, woraus wiederum eine erhöhte Klopfneigung resultiert. Abbildung 6.27 zeigt diesen Effekt anhand zweier Versuchsreihen mit einer Variation des externen Abgasgehaltes bei 2000 min^{-1} auf. Einmal wird der Hochdruck-Mitteldruck und einmal der effektive Mitteldruck konstant gehalten. Der Anstieg des Verlustes durch reale Schwerpunktlage wird als Differenz zwischen den beiden Versuchsreihen als Wirkungsgradänderung $\Delta\eta_{rspl,zus}$ ausgedrückt.

$$\Delta\eta_{rspl,zus} = \Delta\eta_{rspl}(p_{m,eff} \neq konst.) - \Delta\eta_{rspl}(p_{m,eff} = konst.) \quad (6.1)$$

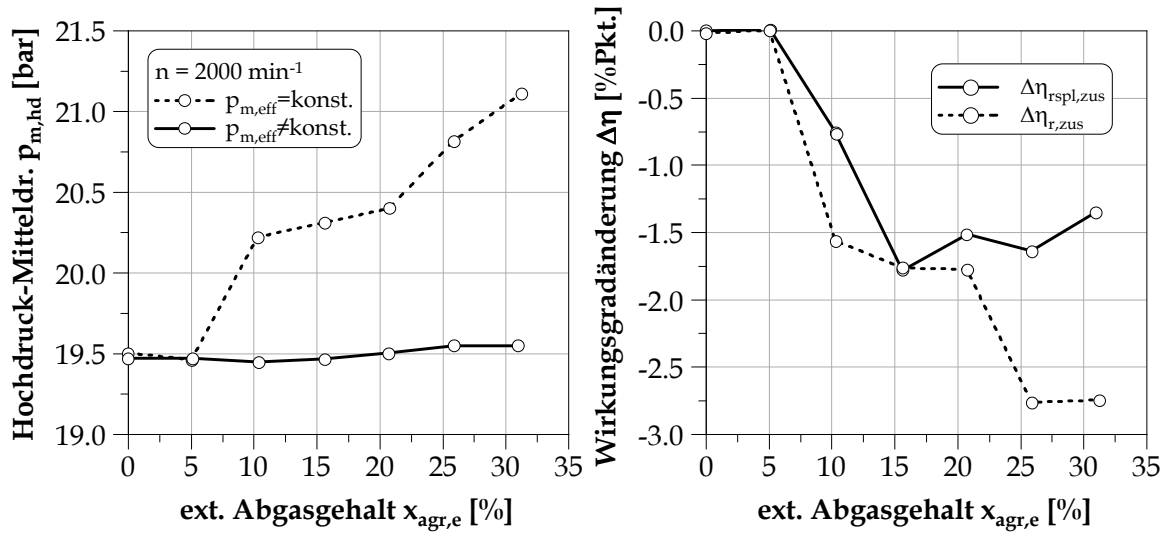


Abbildung 6.27: Hochdruck-Mitteldruck und zusätzlicher Wirkungsgradverlust durch reale Schwerpunktlage und Reibung (Konfiguration: Basis)

Das Zuschalten des Kompressors erfolgt ab einem externen Abgasgehalt von $\geq 10\%$. Folglich steigen die Verluste durch reale Schwerpunktlage bei einem konstanten effektiven Mitteldruck im Vergleich zu einem konstanten Hochdruck-Mitteldruck an. Durch den Betrieb des Kompressors muss im Mittel mit einem um 1.4 %Pkt. höheren Verlustanteil durch reale Schwerpunktlage gerechnet werden.

Die Differenz der Hochdruck-Mitteldrücke in Abbildung 6.27 charakterisiert den Zusatzaufwand, der für die Aufrechterhaltung des konstanten effektiven Mitteldruckes notwendig ist. Er setzt sich aus der Summe einer veränderten Grundreibung des Motors sowie dem Anteil an der Antriebsarbeit des Kompressors, der nicht durch einen positiven Ladungswechsel genutzt werden kann, zusammen. Durch den Bezug auf die zugeführte Energie der Versuchsreihe mit einem konstanten effektiven Mitteldruck ergibt sich der in Abbildung 6.27 als Wirkungsgradänderung $\Delta\eta_{r,zus}$ bezeichnete zusätzliche Wirkungsgradverlust.

$$\Delta\eta_{r,zus} = \frac{[p_{m,hd}(p_{m,eff} \neq konst.) - p_{m,hd}(p_{m,eff} = konst.)] V_h}{Q_{zu}(p_{m,eff} = konst.)} \quad (6.2)$$

Er kann mit Werten zwischen 1.6 und 2.8 %Pkt. eine beträchtliche Größe annehmen und weist eine steigende Tendenz mit einem zunehmenden externen Abgasgehalt auf. Die beiden näher beschriebenen Effekte der Erhöhung der Reibung und dessen Ausgleich durch einen höheren Hochdruck-Mitteldruck sind die maßgeblichen Einflussfaktoren dafür, dass nicht das volle theoretische Potenzial einer Ladungsverdünnung mit Abgas (vgl. Abschnitt 6.3.1 und 6.3.2) für den effektiven Wirkungsgrad genutzt werden kann.

Abbildung 6.28 zeigt die Abhängigkeiten des effektiven Wirkungsgrades und indizierten Mitteldruckes von dem externen Abgasgehalt bei einem effektiven Mitteldruck von 18 bar und 1500 sowie 2000 min^{-1} . Anhand des indizierten Mitteldruckes wird ersichtlich, dass

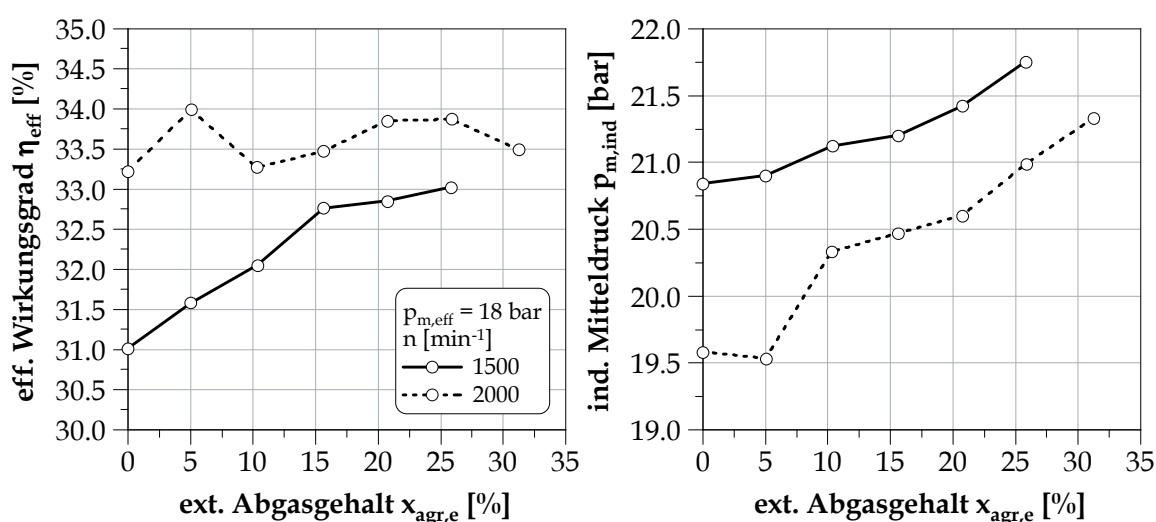


Abbildung 6.28: Effektiver Wirkungsgrad und indizierter Mitteldruck bei kleinen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)

bei $1500\ min^{-1}$ die gesamte Messreihe mechanisch aufgeladen ist. Bei $2000\ min^{-1}$ findet ab einem externen Abgasgehalt von $\geq 10\ %$ eine zweistufig kombinierte Aufladung aus Abgasturbolader und Kompressor statt. Sofern die mechanische Aufladung aktiv ist, erhöht sich der indizierte Mitteldruck progressiv mit einer steigenden Ladungsverdünnung. Bei $1500\ min^{-1}$ begrenzen die Aufladeaggregate den maximal möglichen externen Abgasgehalt auf $25\ %$. Für höhere externe Abgasgehalte kann der effektive Mitteldruck von $18\ bar$ nicht mehr eingehalten werden. Diese Grenze liegt bei $2000\ min^{-1}$ bei einem externen Abgasgehalt von $30\ %$. Bei $1500\ min^{-1}$ findet ein degressiver aber stetiger Anstieg des effektiven Wirkungsgrades mit einem steigenden externen Abgasgehalt statt. Die gesamte Verbesserung des Wirkungsgrades stellt mit $2,0\ %Pkt.$ nur einen geringen Anteil des theoretischen Potenzials aus verringerten Verlusten durch reale Schwerpunktlage und reale Kalorik in Höhe von $6,6\ %Pkt.$ dar. Diese Wirkung ist bei $2000\ min^{-1}$ in noch größerem Ausmaß zu beobachten. Der effektive Wirkungsgrad steigt zunächst zwischen einem externen Abgasgehalt von 0 und $5\ %$ um $0,8\ %Pkt.$ sehr stark an. Durch das Einschalten des Kompressors fällt er jedoch in einer ähnlichen Größenordnung wieder ab. Eine weitere Erhöhung des externen Abgasgehaltes bis $25\ %$ führt dann in der Folge wieder zu einem flachen Anstieg des effektiven Wirkungsgrades. Der Bestwert bei einem externen Abgasgehalt von $5\ %$ wird aber nicht mehr erreicht. Die Strategie zur Aufladung kann somit bei den untersuchten Betriebspunkten in der Voll-Last bei geringen Drehzahlen als das begrenzende Element für die Steigerung des Wirkungsgrades durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas gesehen werden.

Abbildung 6.29 enthält die Graphen für die effektiven Wirkungsgrade sowie die Gütegradketten ausgewählter Punkte bei hohen Drehzahlen in der Voll-Last. Im Gegensatz zu den Betriebspunkten bei geringen Drehzahlen sind die Verläufe des effektiven Wirkungsgrades ausnahmslos monoton steigend. Insbesondere dort, wo ein unterstöchiometrisches

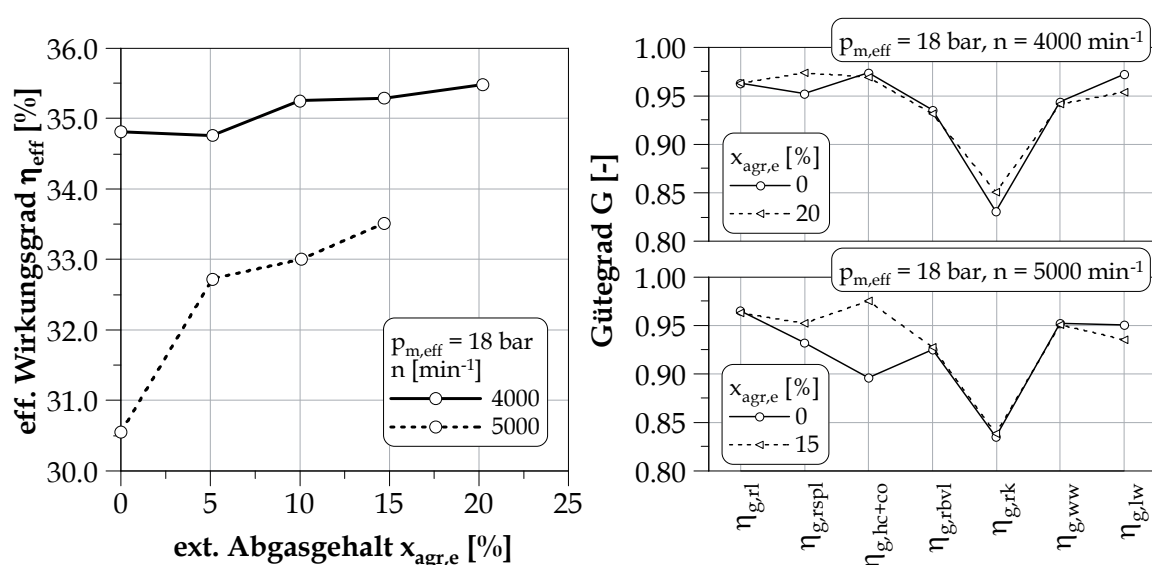


Abbildung 6.29: Effektiver Wirkungsgrad und Gütegrade ausgewählter Punkte bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)

Verbrennungsluftverhältnis aufgrund sinkender Abgastemperaturen durch die Ladungsverdünnung mit extern zurückgeführtem gekühlten Abgas vermieden werden kann, ist ein auffallend großer Wirkungsgradgewinn erzielbar. Das ist bei 5000 min⁻¹ zwischen einem externen Abgasgehalt von 0 und 5 % der Fall. Anhand der Gütegrade für den Betriebspunkt bei 18 bar und 5000 min⁻¹ wird ersichtlich, dass der Verlust durch reale HC- und CO-Emissionen den bedeutendsten Anteil an der gesamten Wirkungsgradverbesserung besitzt. Insgesamt kann der effektive Wirkungsgrad bei 18 bar und 5000 min⁻¹ um 3.0 %Pkt. gesteigert werden.

Sofern bereits ohne eine Ladungsverdünnung ein stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis vorherrscht, sinkt das Potenzial zur Steigerung des effektiven Wirkungsgrades ab. Als Beispiel für diesen Effekt kann der Betriebspunkt bei 18 bar und 4000 min⁻¹ herangezogen werden. Die Gütegradketten für den minimalen und maximalen externen Abgasgehalt dieses Betriebspunktes zeigen bessere Gütegrade durch reale Schwerpunktlage und reale Kalorik mit einem steigenden externen Abgasgehalt auf. Dem wirkt jedoch ein schlechterer Gütegrad durch Ladungswechsel entgegen. Weiterhin ist zu berücksichtigen, dass durch die früheren Schwerpunktlagen der Verbrennung und die größeren Drücke zum Zeitpunkt „Einlass schließt“ ein insgesamt höheres Druckniveau während des Hochdruck-Prozesses herrscht. Damit ist eine Vergrößerung der Reibung verbunden, welche sich negativ auf den effektiven Wirkungsgrad auswirkt. Zusammengefasst bleibt für die Steigerung des effektiven Wirkungsgrades bei 18 bar und 4000 min⁻¹ ein Potenzial von 0.7 %Pkt. übrig.

7 Untersuchung zur Aufladung bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas

Das Potenzial zur Steigerung des Wirkungsgrades durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas ist bei aufgeladenen Betriebspunkten entscheidend durch die Strategie der Aufladung geprägt. Das ist eine der wichtigsten Erkenntnisse aus Abschnitt 6.4. Aufgrund dessen wird in diesem Kapitel das Thema Aufladung bei Ladungsverdünnung gesondert vertieft.

In Abschnitt 7.1 geht es um die Veränderungen der Betriebsbedingungen der Aggregate zur Verdichtung sowie im Fall der Abgasturboaufladung der Turbine. Dazu gehören vor allem veränderte Druck- und Temperaturverhältnisse sowie Massenströme. Weiterhin sind die unterschiedlichen Strategien zur externen Abgasrückführung zu berücksichtigen (vgl. Abschnitt 5.1). Es resultieren daraus veränderte Stoffzusammensetzungen des zu verdichtenden Fluids. Explizit wird auf die Hoch- und Niederdruck-Abgasrückführung eingegangen. Die Ausführungen basieren auf Simulationsdaten.

Für die Niederdruck-Abgasrückführung wurden an dem Versuchsmotor verschiedene Aufladekonzepte miteinander verglichen. Die Ergebnisse werden in Abschnitt 7.2 diskutiert. Dabei erfolgt eine Unterteilung in den Bereich des Eckmomentes bei geringen Drehzahlen und hohen Lasten (Abschnitt 7.2.1) und der Nennleistung bei hohen Drehzahlen und Lasten (Abschnitt 7.2.2). Die beiden Bereiche unterscheiden sich dadurch, dass im Eckmoment sowohl ein- als auch zweistufige und im Nennleistungsbereich ausschließlich einstufige Konzepte zur Aufladung zum Einsatz kommen.

7.1 Arbeitspunkte von Turbine und Verdichter

Die folgenden Erläuterungen sollen die grundsätzlichen Abhängigkeiten der Arbeitspunkte der Auflade-Aggregate von dem externen Abgasgehalt aufzeigen. Weiterhin werden die Unterschiede zwischen der Hoch- und Niederdruck-AGR herausgearbeitet. Die für die Berechnungen notwendigen Eingabedaten, wie beispielsweise der Luftmassenstrom und die Abgastemperatur vor der Turbine, basieren auf dem Versuchsmotor in der Basiskonfiguration. Es ist dabei zu beachten, dass er lediglich eine Niederdruck-AGR besitzt. Das Verhalten des Brennverfahrens für eine gekühlte und katalytisch behandelte Hochdruck-AGR ist daraus abgeleitet.

Die Höchstdruck-AGR wird in diesem Abschnitt nicht behandelt. Ein in Ness [Nes09] vorgestellter Vergleich von verschiedenen Strategien zur externen Abgasrückführung an einem einstufig aufgeladenen Turbomotor stellt die Nachteile heraus. Insbesondere bei geringen Drehzahlen des Motors erweist sich die Anwendung einer Höchstdruck-AGR als nicht zielführend.

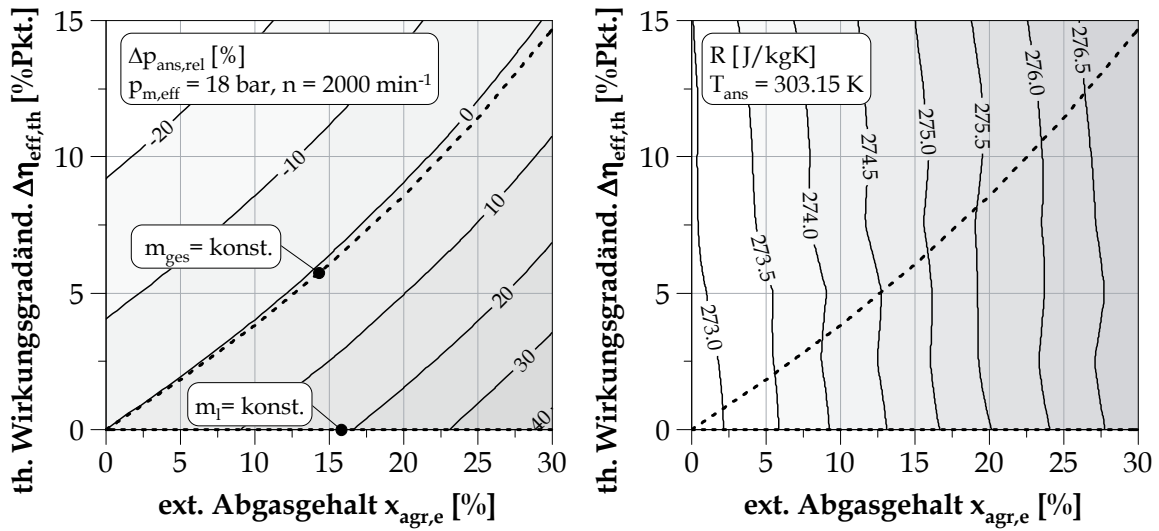


Abbildung 7.1: Abhängigkeit des Ansaugdruckes und der spezifischen Gaskonstante von dem theoretisch notwendigen Wirkungsgradgewinn durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas sowie dem externen Abgasgehalt

Abbildung 7.1 zeigt eine Betrachtung der theoretisch notwendigen Ansaugdrücke zur Bereitstellung der Zylinderfüllung bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas. Die Berechnung erfolgt auf der Grundlage der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase (vgl. Gleichung (2.8)).

$$p = \frac{m R T}{V_h} \quad (7.1)$$

Darin ist die gesamte Masse m definiert als Zusammensetzung aus Luft-, Kraftstoff-, externer und interner Abgasmasse.

$$m = m_l + m_b + m_{agr,e} + m_{agr,i} \quad (7.2)$$

Mit Gleichung (5.1) und (5.4) ergibt sich:

$$m = m_l \left(1 + \frac{1}{\lambda L_{st}} \right) \left(1 + \frac{x_{agr,e}}{1 - x_{agr,e}} \right) + m_{agr,i} \quad (7.3)$$

Für die Luftmasse folgt unter Verwendung von Gleichung (2.35) und (5.1):

$$m_l = \lambda L_{st} m_b = \lambda L_{st} \frac{W_{eff}}{H_u \eta_{eff}} \quad (7.4)$$

Die Ansaugtemperatur und die interne Abgasmasse sowie das Verbrennungsluftverhältnis sind innerhalb der Betrachtung konstant. Die Startmassen und die effektive Arbeit des Motors bei einem externen Abgasgehalt von 0 % beziehen sich auf den Betriebspunkt bei einem effektiven Mitteldruck von 18 bar und 2000 min^{-1} aus Abbildung 6.28. In die Kennfelder in

Abbildung 7.1 sind die Graphen für zwei Spezialfälle bei einer Ladungsverdünnung eingetragen. Einmal ist die gesamte Zylindermasse und einmal die Luft- bzw. Kraftstoffmasse konstant.

Verändert sich die Luft- bzw. Kraftstoffmasse nicht, so bleibt auch die zugeführte Energie und daraus folgend der effektive Wirkungsgrad gleich. Dieser Fall ist somit die untere Begrenzung der Kennfelder. Er stellt weiterhin die Grenze für eine Ladungsverdünnung mit Abgas dar, ab der sie sich zumindest aus der Sicht des effektiven Wirkungsgrades nicht mehr lohnen würde. Mit einem zunehmenden Abgasgehalt erhöht sich die gesamte Zylindermasse zum Zeitpunkt „Einlass schließt“ exponentiell. Bei einer konstanten Ansaugtemperatur muss die Dichte der Zylinderladung im gleichen Maß gesteigert werden. Daraus resultiert für einen externen Abgasgehalt von 30 % beispielsweise eine Steigerung des Ladedruckes um 40.7 %. Das stellt eine beträchtliche Größenordnung dar.

Eine Erhöhung des effektiven Wirkungsgrades wirkt diesem Effekt entgegen. Die zunehmende Abgasmasse kann dabei durch eine abnehmende Luft- und Kraftstoffmasse ausgeglichen werden. Aus Abbildung 7.1 ist jedoch ersichtlich, dass selbst bei dem Spezialfall einer konstanten Luftmasse eine Anhebung des Ansaugdruckes notwendig ist. Das ist eine Folge aus der mit dem externen Abgasgehalt kontinuierlich anwachsenden spezifischen Gaskonstante.

Der theoretisch notwendige Wirkungsgradgewinn für einen gleichbleibenden Ansaugdruck beträgt bei einem externen Abgasgehalt von 14.5 % beispielsweise 6.0 %Pkt. Das entspricht genau dem maximalen Wirkungsgradpotenzial, welches in Abschnitt 6.3 für diesen Lastpunkt bei einem externen Abgasgehalt von 31.0 % aus den wichtigsten Verlustanteilen ermittelt wurde. Daraus wird deutlich, dass der Spezialfall der konstanten gesamten Zylindermasse bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas nicht realisiert werden kann. Das vorhandene Wirkungsgradpotenzial ist dafür zu gering. Es ist demnach bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas mit einer Erhöhung der Ansaugdrücke zu rechnen. Weiterhin wird anhand der exponentiellen Verläufe der theoretisch notwendigen Wirkungsgradzunahme und der real möglichen linearen Verringerung der wichtigsten Verlustanteile in der Voll-Last ersichtlich, dass sich die Anforderungen an die Aufladung mit einem steigenden externen Abgasgehalt verschärfen.

Die Vergrößerung des Druckverhältnisses der Aggregate zur Verdichtung führt dazu, dass die benötigte Antriebsarbeit bzw. -leistung des Verdichters ansteigt. Je nach Aufladestrategie muss sie bei der mechanischen Aufladung durch die effektive Arbeit des Motors und bei der Abgasturboaufladung durch die abgegebene Leistung der Turbine bereitgestellt werden. Die negativen Auswirkungen einer Erhöhung der Motorlast wurden bereits in Abschnitt 6.4 diskutiert und sind Bestandteil von vertiefenden Ausführungen in Abschnitt 7.2.

Der Einfluss der Steigerung der Leistung der Turbine soll anhand der I. Turboladerhauptgleichung erläutert werden. Sie lautet, aufgelöst nach dem Verdichterdruckverhältnis,

folgendermaßen:

$$\frac{p_{2,t}}{p_{1,t}} = \left\{ 1 + \eta_{atl} \frac{\dot{m}_t}{\dot{m}_v} \frac{\bar{c}_{p,abg}(T)}{\bar{c}_{p,ans}(T)} \frac{T_{3,t}}{T_{1,t}} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{3,t}} \right)^{\frac{\kappa_{abg}(T)-1}{\kappa_{abg}(T)}} \right] \right\}^{\frac{\kappa_{ans}(T)}{\kappa_{ans}(T)-1}} \quad (7.5)$$

Die Herleitung der I. Turboladerhauptgleichung ist in Anhang F genauer dokumentiert. Aus Gleichung (7.5) wird ersichtlich, dass bei einem gegebenen Gesamtwirkungsgrad des Abgasturboladers sowie Massenstrom-, Stoffwerte- und Temperaturverhältnis nur die Anhebung des Turbinendruckverhältnisses als Möglichkeit zur Steigerung des Verdichterdruckverhältnisses zur Verfügung steht. Da der Isentropenexponent der Ansaugluft größer ist als der des Abgases, besteht keine Proportionalität zwischen dem Turbinen- und Verdichterdruckverhältnis. Zur Visualisierung dieses Effektes zeigt Abbildung 7.2 den Druck vor der Turbine für eine vorgegebene Ladedruckanforderung. Die dargestellte relative Druckänderung berechnet sich dabei wie folgt:

$$\Delta p_{rel} = \frac{p(x_{agr,e}) - p(x_{agr,e,0})}{p(x_{agr,e,0})} 100\% \quad (7.6)$$

Hierbei wird der Fall einer konstanten Luftmasse bei einer Ladungsverdünnung mit externem Abgas angenommen (vgl. Abbildung 7.1). Das durch den Verdichter strömende Fluid ist reine Luft, d.h. es wird eine Hochdruck-AGR betrachtet. Durch das Umstellen von Gleichung (7.5) nach dem Druck vor der Turbine und der Verwendung des Zusammenhanges:

$$\kappa(T) = \frac{c_p(T)}{c_p(T) - R} \quad (7.7)$$

ergibt sich:

$$p_{3,t} = p_4 \left\{ 1 - \frac{1}{K_{atl}} \left[\left(\frac{p_{2,t}}{p_{1,t}} \right)^{\frac{\kappa_{ans}}{\bar{c}_{p,ans}(T)}} - 1 \right] \right\}^{-\frac{\bar{c}_{p,abg}(T)}{\kappa_{abg}}} \quad (7.8)$$

Darin ist K_{atl} :

$$K_{atl} = \eta_{atl} \frac{\dot{m}_t}{\dot{m}_v} \frac{\bar{c}_{p,abg}(T)}{\bar{c}_{p,ans}(T)} \frac{T_{3,t}}{T_{1,t}} \quad (7.9)$$

Die Lösung von Gleichung (7.8) für ein aufgeprägtes Verdichterdruckverhältnis bei einem konstanten Gesamtwirkungsgrad des Abgasturboladers, Massenstrom- und Temperaturverhältnis hängt nur noch von den spezifischen Wärmekapazitäten ab. Sie sind in dem betrachteten Temperatur- und Druckbereich vordergründig eine Funktion der Temperatur [Hai04]. Steigt das Verdichterdruckverhältnis an, so erhöht sich die Temperatur nach dem Verdichter. Die spezifische Wärmekapazität der verdichteten Luft steigt dadurch an. Auf der Turbinenseite herrscht ein umgedrehter Zusammenhang. Bei einer gleichblei-

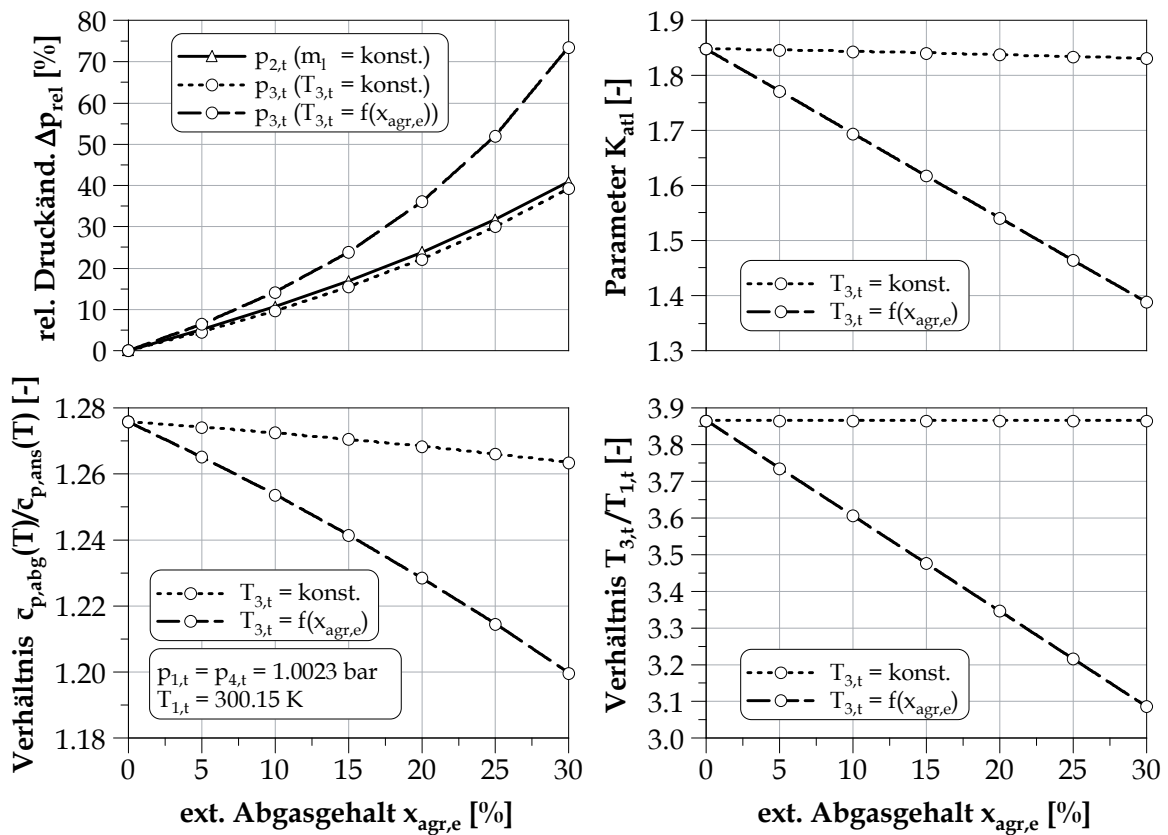


Abbildung 7.2: Veränderung des Druckes vor der Turbine sowie wichtiger Einflussparameter bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas für den Fall einer konstanten Luftmasse und den zwei Randbedingungen einer konstanten und einer von dem externen Abgasgehalt abhängigen Temperatur vor der Turbine (Hochdruck-AGR)

benden Temperatur vor der Turbine fällt die Temperatur nach der Turbine mit einem steigenden Turbinendruckverhältnis ab, wodurch die spezifische Wärmekapazität des Abgases fällt. Anhand des Verhältnisses der beiden mittleren spezifischen Wärmekapazitäten in Abbildung 7.2 ist zu erkennen, dass die des Abgases stärker absinkt, als die der Luft ansteigt. Der Effekt sorgt dafür, dass die Tendenz des flacheren Anwachsens des Turbinendruckverhältnisses bei einer Erhöhung des Verdichterdruckverhältnisses etwas abgeschwächt wird. Insgesamt betrachtet ist der Einfluss der Stoffwerte aber gering. Das wird insbesondere bei dem Vergleich des Faktors K_{atl} mit dem Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten deutlich. Hierbei sind die unterschiedlichen Skalierungen der Ordinaten in Abbildung 7.2 zu beachten.

Von entscheidenderer Bedeutung ist hingegen das Verhältnis der Temperatur vor der Turbine zur Temperatur vor dem Verdichter. Jenes wird in einem zweiten Fall zusätzlich zu dem aufgeprägten Druck nach dem Verdichter variiert und ist ebenfalls in Abbildung 7.2 dargestellt. Da auch das eine theoretische Betrachtung unter synthetischen Randbedingungen ist, wird für die Temperatur vor der Turbine die Abhängigkeit von dem externen

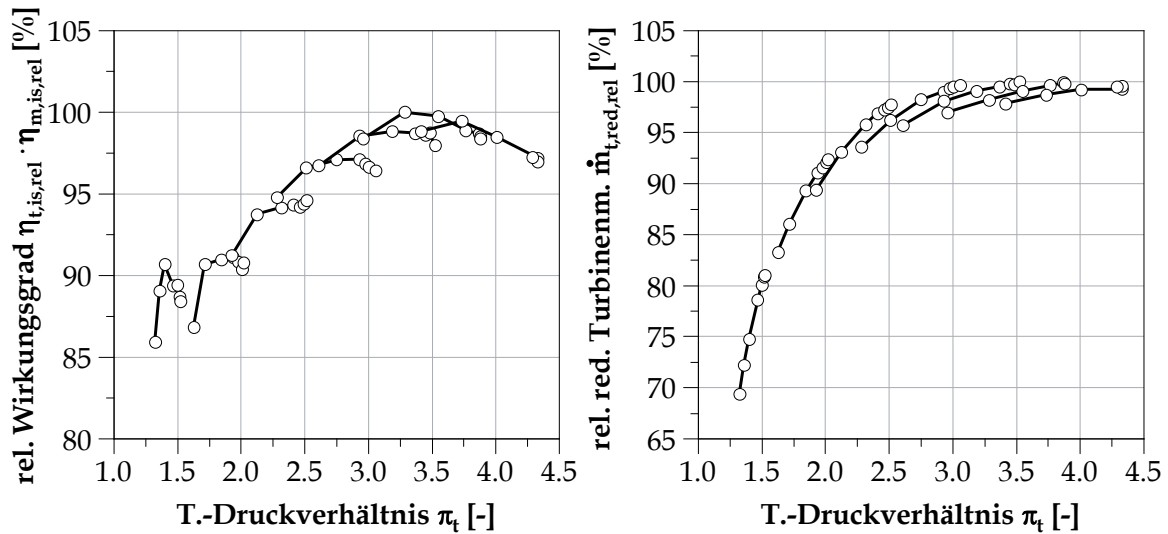


Abbildung 7.3: Typische Verläufe des Wirkungsgrades und reduzierten Massenstromes einer Radialturbine für die Anwendung im Fahrzeug

Abgasgehalt mit Hilfe eines linearen Zusammenhanges modelliert.

$$T_{3,t} = T_{3,t}(x_{agr,e,0}) - 779.31 (x_{agr,e} - x_{agr,e,0}) \quad (7.10)$$

Gleichung (7.10) basiert dabei auf den in Abschnitt 6.3.2 gezeigten Messdaten. Sie ist nur für stöchiometrische Verbrennungsluftverhältnisse definiert.

Mit dem Absinken der Temperatur vor der Turbine fällt auch die mittlere spezifische Wärmekapazität stärker ab. Beides zusammen ist dafür verantwortlich, dass sich der Faktor K_{atl} verringert. Die mittlere spezifische Wärmekapazität geht weiterhin in den Exponenten $-(\bar{c}_{p,abg}(T)/R_{abg})$ mit ein. Die Folge aus diesen Einflussfaktoren ist ein sehr starkes Ansteigen des benötigten Druckes vor der Turbine gegenüber der theoretischen Ladedruckanforderung bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas. Der Abfall der Temperatur vor der Turbine kann als die Hauptursache hierfür identifiziert werden.

Als Auswirkungen auf den Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors zeigen sich mit einem steigenden externen Abgasgehalt höhere Ladungswechselverluste und ein größerer interner Abgasgehalt der Zylinderladung aufgrund des erhöhten Abgasgegendruckes. Es ist jedoch zu beachten, dass der Wirkungsgrad des Abgasturboladers keine Konstante darstellt, sondern sich in Abhängigkeit der Druck- und Temperaturverhältnisse sowie der Stoffzusammensetzung verändert. Abbildung 7.3 zeigt exemplarisch den typischen Verlauf des relativen Wirkungsgrades und des relativen reduzierten Massenstromes über dem Druckverhältnis für eine Radialturbine. Der Turbinenwirkungsgrad nimmt bis zu einem spezifischen Druckverhältnis zu und fällt danach wieder ab. In Abhängigkeit des Ausgangs-Betriebspunktes der Turbine ohne Ladungsverdünnung kann die Steigerung des Druckverhältnisses der Turbine somit durchaus positive Auswirkungen auf den Gesamtwirkungsgrad des Abgasturboladers haben.

Die Erhöhung des Druckverhältnisses der Turbine hat jedoch Grenzen. Wird ein kritisches Druckverhältnis erreicht, geht der reduzierte Turbinenmassenstrom in eine Gerade über. Hierbei wird von der Schluckgrenze oder dem Schluckvermögen des Abgasturboladers gesprochen [Mer09, PZ12]. Der reduzierte Turbinenmassenstrom wird durch die II. Turboladerhauptgleichung beschrieben. Sie leitet sich aus der Durchflussgleichung von Saint Venant und Wantzel (vgl. Gleichung (2.10)) und der thermischen Zustandsgleichung (vgl. Gleichung (2.8)) ab.

$$p V = m R T \Rightarrow \frac{p}{\rho} = R T \Rightarrow \rho = \frac{p}{R T} \quad (7.11)$$

$$\frac{\dot{m}_{th} \sqrt{T_{3,t}}}{p_{3,t}} = A_{eff} \sqrt{\frac{2 \kappa_{abg}(T)}{R (\kappa_{abg}(T) - 1)} \left[\left(\frac{p_4}{p_{3,t}} \right)^{\frac{2}{\kappa_{abg}(T)}} - \left(\frac{p_4}{p_{3,t}} \right)^{\frac{\kappa_{abg}(T)+1}{\kappa_{abg}(T)}} \right]} \quad (7.12)$$

Für das kritische Druckverhältnis gilt (vgl. Gleichung (2.11)):

$$\left(\frac{p_4}{p_{3,t}} \right)_{krit} = \left(\frac{2}{\kappa_{abg}(T) + 1} \right)^{\frac{\kappa_{abg}(T)}{\kappa_{abg}(T) - 1}} \quad (7.13)$$

Aus der II. Turboladerhauptgleichung wird ersichtlich, dass die obere Grenze des reduzierten Turbinenmassenstromes hauptsächlich durch den effektiven Turbinenquerschnitt A_{eff} bestimmt ist. Die Ladungsverdünnung mit Abgas macht dementsprechend größere Turbinenquerschnitte erforderlich. Das führt jedoch dazu, dass bei geringen Drehzahlen und damit geringen Massenströmen die notwendigen Turbinendruckverhältnisse nicht mehr erreicht werden können.

Als Beispiel hierfür können die Versuchsergebnisse aus Abschnitt 6.4 herangezogen werden. Bei 4000 und 5000 min^{-1} liegt die Grenze der höchstmöglichen Ladungsverdünnung in dem maximal darstellbaren Massenstrom der Turbine bei der entsprechenden Ladedruckanforderung (Wastegate 90 % geschlossen). Demgegenüber muss bei 1500 und 2000 min^{-1} der Kompressor zur Erzeugung des benötigten Ladedruckes eingesetzt werden, da dieser mit einem zunehmenden externen Abgasgehalt nicht mehr allein durch den Abgasturbolader zur Verfügung gestellt werden kann. Demzufolge verstärkt sich mit einem steigenden externen Abgasgehalt der Zielkonflikt bei der Abgasturboaufladung zwischen hohen Aufladegraden bei geringen und hohen Drehzahlen. Eine Möglichkeit zur Entschärfung dieser Problematik bieten Turbinen mit einer variablen Geometrie (VTG) [Vog09]. Das Aufstauverhalten der Turbine kann bei dieser Bauform durch das Verändern des Eintrittswinkels der Absolutströmung in das Turbinenrad sowie des Düsenringquerschnittes variiert werden. Dadurch steht in einem weit gespreizten Drehzahlbereich des Motors eine adäquate Turbinengröße zur Verfügung [SDB⁺09]. In Abschnitt 7.2 erfolgt dazu ein Vergleich eines Abgasturboladers mit einer Festgeometrie-Turbine und Wastegate-Regelung mit einer Turbine mit variabler Geometrie.

Eine weitere Möglichkeit der Einflussnahme auf den Massenstrom der Turbine bildet die Strategie zur externen Abgasrückführung. Bei der Hochdruck-AGR verringert sich der über die Turbine fließende Massenstrom um den Anteil des zurückgeführten Abgasgehaltes. Gleiches gilt für den Verdichtermassenstrom. Die Erhöhung des Druckverhältnisses eines in Strömungsbauart ausgeführten Laders resultiert jedoch in der Regel in schlechteren Wirkungsgraden und einer Verschiebung des Arbeitspunktes in die Richtung der Pumpgrenze.

Niederdruck-Abgasrückführung

Bei der Niederdruck-AGR wird im Unterschied zur Hochdruck-AGR nicht nur reine Luft, sondern ein Gemisch aus Abgas und Luft verdichtet. Zusätzlich zu der Abhängigkeit der Stoffwerte des verdichteten Fluids von der Temperatur ist somit auch die Stoffzusammensetzung zu berücksichtigen. Außerdem kann das zugemischte Abgas eine höhere Temperatur als die angesaugte Luft aufweisen. Das ist notwendig, damit der im Abgas enthaltene Wasserdampf nicht kondensiert. Die Wassertropfen können sonst zu Beschädigungen der Verdichterschaukeln führen [CFB08, MSR⁺07]. Es bietet sich hierbei die Verwendung von Motorkühlwasser zur Durchströmung des Abgaswärmetauschers an. Die Temperatur des zugemischten Abgases kann somit bei der Niederdruck-AGR mit ≈ 363 K angenähert werden. Entsprechend erhöht sich die Temperatur vor dem Verdichter mit dem externen Abgasgehalt.

Analog zur Temperatur vor dem Verdichter steigt auch die Temperatur nach dem Verdichter an. Abbildung 7.4 zeigt für den Fall einer konstanten Luftmasse (vgl. Abbildung 7.1), dass die isentrope Temperaturdifferenz zwischen dem Verdichterein- und -austritt

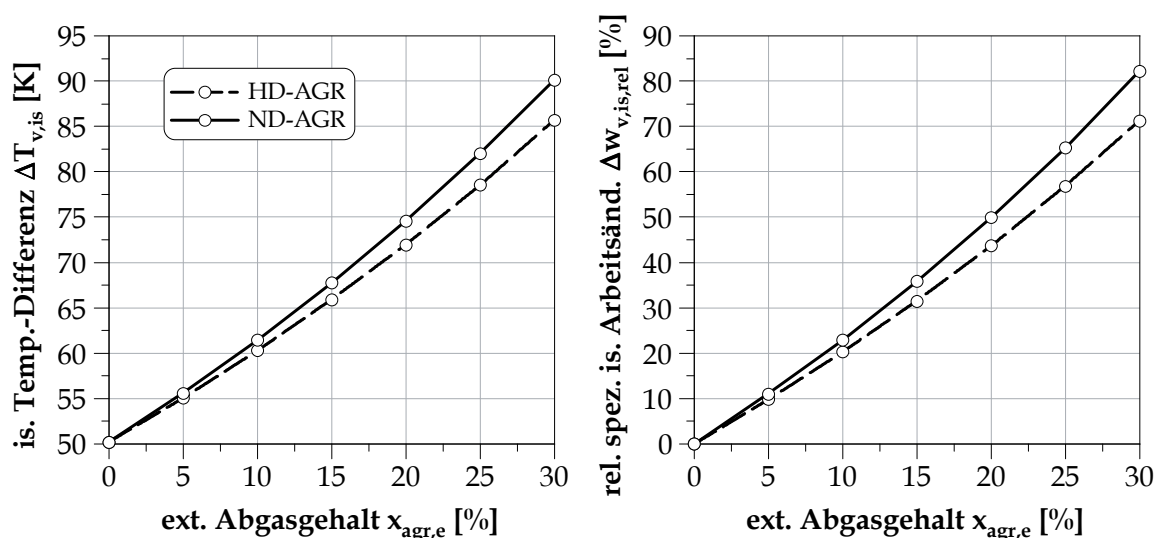


Abbildung 7.4: Temperaturdifferenz zwischen Verdichterein- und -austritt und relative Änderung der spezifischen isentropen Verdichterarbeit bei Hoch- und Niederdruck-AGR

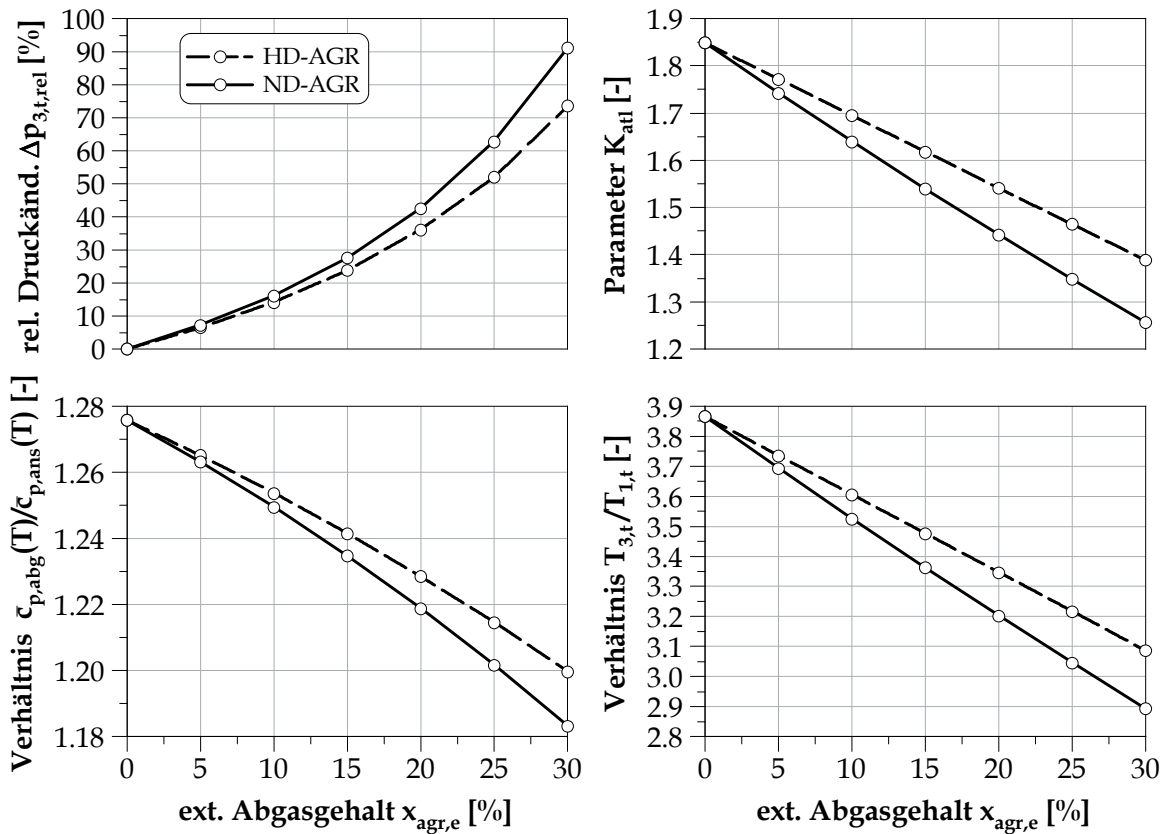


Abbildung 7.5: Gegenüberstellung des Druckes vor der Turbine sowie dessen Einflussparameter für eine Hoch- und Niederdruck-AGR unter der Randbedingung einer konstanten Luftmasse und von dem externen Abgasgehalt abhängigen Temperatur vor der Turbine

mit einem zunehmenden externen Abgasgehalt bei der Niederdruck-AGR insgesamt stärker ansteigt als bei der Hochdruck-AGR. Weiterhin ist die spezifische Wärmekapazität von Abgas höher, weshalb die mittlere spezifische Wärmekapazität des verdichteten Stoffgemisches zusätzlich zu der Temperaturerhöhung anwächst. Beides führt nach folgender Gleichung zu einer Steigerung der isentropen spezifischen Arbeit des Verdichters.

$$w_{v,is} = \bar{c}_{p,ans}(T) (T_{2,t,is} - T_{1,t}) \quad (7.14)$$

Auch hierbei besitzt die Temperaturdifferenz den stärkeren Einfluss auf die spezifische isentrope Verdichterarbeit. Das ist anhand der gleichartigen Verläufe der Graphen in Abbildung 7.4 für die relative Änderung der spezifischen isentropen Verdichterarbeit ersichtlich. Sie errechnet sich aus:

$$\Delta w_{v,is,rel} = \frac{w_{v,is}(x_{agr,e}) - w_{v,is}(x_{agr,e,0})}{w_{v,is}(x_{agr,e,0})} 100\% \quad (7.15)$$

Insgesamt wächst die relative Änderung der spezifischen isentropen Verdichterarbeit bei

einer Niederdruck-AGR um 11.0 %Pkt. bei einem externen Abgasgehalt von 30 % gegenüber der Hochdruck-AGR an. Im Speziellen gilt die Aussage auch für die mechanische Aufladung, bei der die Realisierung einer Hochdruck-AGR aufgrund der Druckverhältnisse nicht möglich ist. Diese Einschränkung stellt einen systemischen Nachteil der mechanischen Aufladung bei einer Ladungsverdünnung mit extern zurückgeführtem Abgas dar.

Unter der Voraussetzung gleicher Massenströme durch den Verdichter und die Turbine muss der Anstieg der spezifischen Verdichterarbeit bei einem Abgasturbolader wiederum durch die spezifische Turbinenarbeit kompensiert werden. Abbildung 7.5 enthält die Gegenüberstellung des Druckes vor der Turbine für die Hoch- und Niederdruck-AGR. Die Graphen für die Hochdruck-AGR sind bereits aus Abbildung 7.2 bekannt. Auch hierbei wird wiederum das Verdichterdruckverhältnis für den Fall einer konstanten Luftmasse bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas vorgegeben. Die Temperatur vor der Turbine ist von dem externen Abgasgehalt entsprechend Gleichung (7.10) abhängig. Das Massenstromverhältnis sowie der Turboladerwirkungsgrad werden als konstant vorausgesetzt.

Bei einer Niederdruck-AGR ist ein um nochmals 17.6 %Pkt. höherer Druck vor der Turbine unter den definierten Randbedingungen bei einem externen Abgasgehalt von 30 % notwendig, um den erforderlichen Ladedruck darzustellen. In erster Linie ist der Abfall des Temperaturverhältnisses durch den Anstieg der Temperatur vor dem Verdichter dafür verantwortlich. Weiterhin trägt die ungünstigere spezifische Wärmekapazität des verdichteten Luft-Abgas-Gemisches einen geringen Anteil dazu bei. Zusammenfassend lässt sich durch die theoretische Betrachtung feststellen, dass sich die Anforderungen an die Aufladeaggregate bei einer Niederdruck-AGR mit einem steigenden externen Abgasgehalt gegenüber der Hochdruck-AGR noch einmal erhöhen.

7.2 Vergleich unterschiedlicher Aufladekonzepte

In vorhergehenden Abschnitt wurden die grundsätzlichen Abhängigkeiten der Aufladeaggregate bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas diskutiert. Im Mittelpunkt steht dabei die Erhöhung der spezifischen Verdichterarbeit mit einem wachsenden externen Abgasgehalt. Sowohl für die mechanische als auch die Abgasturboaufladung ergeben sich daraus Veränderungen der Arbeitspunkte des Verdichters. Das Bereitstellen der benötigten Verdichterantriebsleistung besitzt wiederum Rückwirkungen auf das Brennverfahren. Zum einen ist der veränderte Ladungswechsel durch höhere Abgasgegendrucke bei der Abgasturboaufladung dafür verantwortlich, zum anderen die Erhöhung der Hochdruck-Arbeit des Motors bei der mechanischen Aufladung.

Mit den Erkenntnissen aus Abschnitt 7.1 wurde ein Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie für ein ladungsverdünntes Brennverfahren ausgewählt. Dieser wird im Folgenden mit dem Abgasturbolader mit Festgeometrie-Turbine des Serienmotors verglichen. Die Option zur zweistufigen Aufladung aus Abgasturbolader und mechanisch angetriebe-

nem Kompressor bleibt auch hier erhalten. Die Versuchsdaten basieren weiterhin auf einer gekühlten Niederdruck-AGR. Ein wichtiges Unterscheidungsmerkmal der beiden Abgasturbolader bildet die maximale Abgastemperatur. Während die Festgeometrie-Turbine für 1323 K ausgelegt ist, kann die Turbine mit variabler Geometrie lediglich bis 1123 K betrieben werden. Das ist besonders bei hohen Drehzahlen zu beachten, wo eine große Sensitivität bezüglich der Abgastemperatur besteht.

7.2.1 Eckmoment

Bei geringen Drehzahlen und hoher Motorlast verringert sich bei dem Versuchsmotor in der Basiskonfiguration das theoretische Wirkungsgradpotenzial durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas vor allem durch die Zunahme der Reibarbeit des Motors. Das kann in erster Linie auf die wachsende Antriebsarbeit des Kompressors zurückgeführt werden. Abbildung 7.6 zeigt für den Lastpunkt bei 2000 min^{-1} und 18 bar den Vergleich der beiden Abgasturbolader-Konfigurationen. Bei der Turbine mit variabler Geometrie ist der Kompressor bei allen Messpunkten ausgeschaltet. Damit ist eine Abgasverdünnung von bis zu 26 % möglich.

Anhand des effektiven Wirkungsgrades wird ersichtlich, dass der Versuchsmotor in der Konfiguration K III das Wirkungsgradpotenzial durch die externe Abgasrückführung besser nutzen kann. Lediglich in dem Anfangspunkt ohne Ladungsverdünnung besteht ein Nachteil bezüglich des effektiven Wirkungsgrades. Dieser ist auf ein unterstöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis zur der Einhaltung der maximalen Abgastemperatur zurückzuführen. Auch bei einem externen Abgasgehalt von 5 % muss das Mittel der Anfetzung noch angewendet werden. Aus diesem Grund liegt an dieser Stelle für beide Abgas-

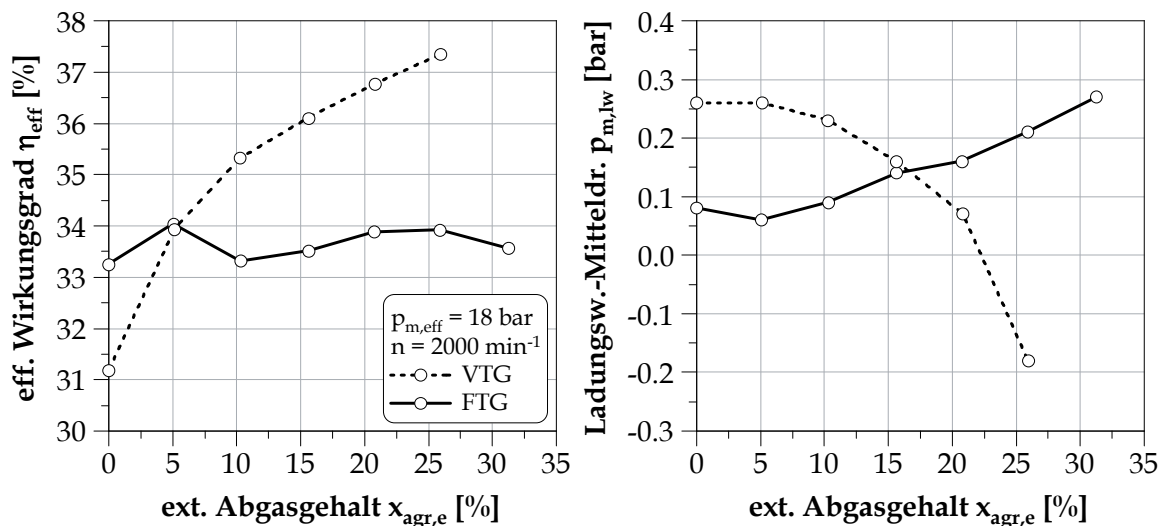


Abbildung 7.6: Effektiver Wirkungsgrad und Ladungswechsel-Mitteldruck für Abgasturbolader mit fester und variabler Turbinengeometrie (Konfiguration: Basis, K III)

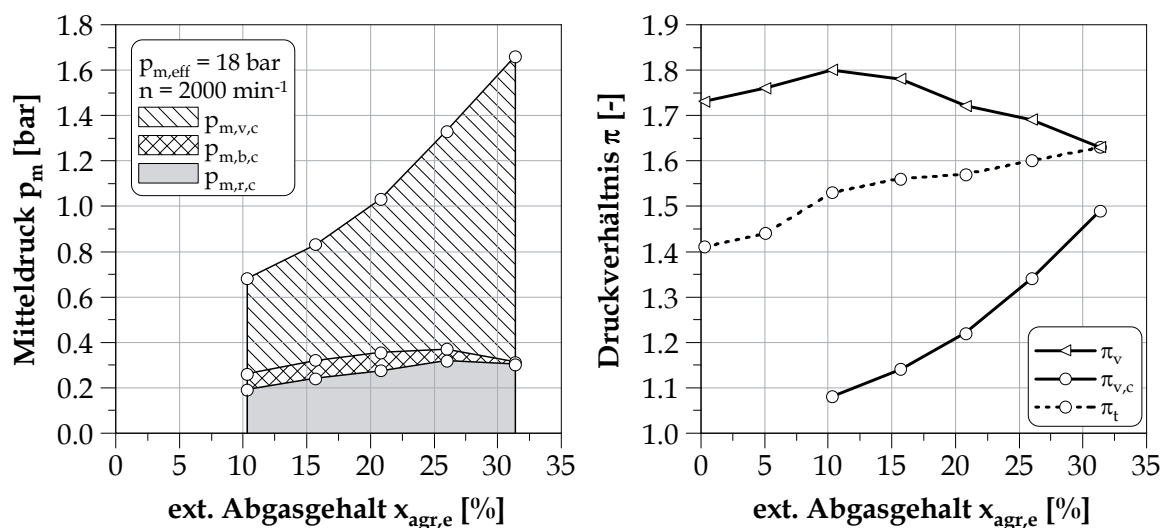


Abbildung 7.7: Aufteilung der gesamten Antriebsarbeit des Kompressors, als Mitteldruck ausgedrückt, sowie Verdichter-, Kompressor- und Turbinendruckverhältnis (Konfiguration: Basis)

turbolader-Konfigurationen der effektive Wirkungsgrad auf gleichem Niveau, obwohl der Ladungswechsel-Mitteldruck bei der Turbine mit variabler Geometrie höher ist. Hierbei ist bei dem Abgasturbolader mit fester Geometrie der Kompressor noch ausgeschaltet. Ab diesem Punkt steigt der Ladungswechsel-Mitteldruck durch die zunehmende Kompressorunterstützung an. Im Fall der Turbine mit variabler Geometrie verhält es sich umgekehrt. Zur Bereitstellung der Antriebsleistung des Verdichters ist eine Steigerung des Druckes vor der Turbine notwendig. Wie in Abschnitt 7.1 erläutert wurde, steigt der Druck vor der Turbine dabei stärker als der nach dem Verdichter an. Es ergibt sich daraus zum einen eine Abnahme des Ladungswechsel-Mitteldruckes. Dieser muss ebenfalls durch einen höheren Hochdruck-Mitteldruck ausgeglichen werden. Zum anderen steigt der interne Abgasgehalt der Zylinderladung an.

Die Zunahme des Ladungswechsel-Mitteldruckes bleibt im Vergleich zu der des Reibmitteldruckes jedoch gering. Bei dem Punkt mit dem höchsten Wirkungsgrad und dem größten externen Abgasgehalt beträgt der durch den Hochdruck-Prozess auszugleichen- de Mitteldruck in Bezug auf den unverdünnten Ausgangspunkt 0.44 bar. Das entspricht einem Anteil von nur 2.3 % des Hochdruck-Mitteldruckes. Dagegen steigt der Reibmitteldruck bei der Variante mit Festgeometrie-Turbine durch die Zuschaltung des Kompressors in dem Vergleichspunkt bei einem externen Abgasgehalt von 25 % um 1.33 bar an. Davon sind lediglich 0.13 bar als positive Arbeit am Kolben nutzbar. Es verbleibt damit ein Mitteldruck von 1.20 bar, der durch den Hochdruck-Prozess ausgeglichen werden muss. Das entspricht einem Anteil von 6.2 %, was im Vergleich zur Variante mit variabler Turbinengeometrie deutlich größer ist.

Eine detaillierte Aufteilung der insgesamt zugeführten Antriebsarbeit des Kompressors enthält ergänzend zu den bisherigen Ausführungen Abbildung 7.7. Die darin gezeigten

Graphen beruhen auf Messwerten, die entsprechend den Vorschriften in Anhang G korrigiert sind. Für eine anschauliche Darstellung sind die Arbeiten jeweils auf das Hubvolumen des Motors bezogen. Der sich dadurch ergebende Mitteldruck kann besser zum Reibmitteldruck korreliert werden.

Für die Bestimmung des zum Antrieb des Kompressors aufgebrauchten Mitteldruckes $p_{m,r,mech}$ ist die Kenntnis des Grundreibmitteldruckes $p_{m,r,gru}$ des Motors notwendig. Dieser wird auf der Grundlage eines von dem Zylinderspitzenruck $p_{zyl,max}$ und der Drehzahl abhängigen Zusammenhanges berechnet. Die darin verwendeten Konstanten basieren auf einer Kennfeldvermessung des Versuchsmotors. Wird der Grundreibmitteldruck von dem gesamten gemessenen Reibmitteldruck $p_{m,r,ges}$ subtrahiert, ergibt sich der zum Antrieb des Kompressors aufgebrauchte Mitteldruck.

$$p_{m,r,mech} = p_{m,r,ges} - p_{m,r,gru}(p_{zyl,max}, n) \quad (7.16)$$

Dieser setzt sich wiederum aus den zwei Anteilen des Verdichtungsmitteldruckes und des Reibmitteldruckes $p_{m,r,c}$ des Kompressors zusammen. Auf den Reibmitteldruck des Kompressors entfallen bei dieser Bilanzierung nicht nur die innere Reibung des Kompressors, sondern auch die Mehrreibung des Riementriebes zu dessen Antrieb. Weiterhin findet eine Bewertung des über die Kompressor-Regelklappe (vgl. Abbildung 3.1) zurückfließenden Massenstromes statt. Die Kompressor-Regelklappe wird dabei als eine Drossel mit veränderlichem Querschnitt modelliert. Der wirklich nutzbare Verdichtungsmitteldruck $p_{m,v,c}$ wird um diesen rein dissipativen Mitteldruck $p_{m,b,c}$ verringert.

$$p_{m,r,mech} = p_{m,r,c} + p_{m,b,c} + p_{m,v,c} \quad (7.17)$$

Abbildung 7.7 zeigt, dass mit einem zunehmenden externen Abgasgehalt das Verhältnis von nutzbarem zu zugeführtem Mitteldruck des Kompressors ansteigt. Das liegt zum einen daran, dass sich der Reibmitteldruck des Kompressors nur geringfügig mit dem Druckverhältnis erhöht. Zum anderen verringert sich der durch die Kompressor-Regelklappe abfließende Volumenstrom mit dem Schließen der Klappe. In dem Vergleichspunkt bei einem externen Abgasgehalt von 25 % beispielsweise entfallen mit einem Wert von 0.96 bar etwa 72.3 % des zum Antrieb des Kompressors bereitgestellten Mitteldruckes auf den zur Verdichtung des Fluids nutzbaren Mitteldruck. Demgegenüber steht allerdings, dass, wie bereits dargestellt, nur 0.13 bar durch einen positiven Ladungswechsel im Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors genutzt werden können. Hinzu kommt außerdem, dass auch unter der Zuschaltung des Kompressors der Abgasturbolader einen Anteil an dem positiven Ladungswechsel besitzt. In Abbildung 7.7 ist zu erkennen, dass erst oberhalb eines externen Abgasgehaltes von 30 % das Turbinen- und Verdichterdruckverhältnis ausgeglichen ist. Das verschlechtert in der Gesamtbetrachtung die Bilanz des Kompressors weiter.

Zusammenfassend kann aus der Untersuchung zur Aufladung bei Ladungsverdünnung mit Abgas für Betriebspunkte bei geringen Drehzahlen und hoher Motorlast konstatiert

werden, dass sich mit der richtigen Auswahl der Strategie zur Aufladung erhebliche Wirkungsgradpotenziale erzielen lassen. Dabei wurde gezeigt, dass ein schlechterer Ladungswechsel durch ein erhöhtes Aufstauverhalten der Turbine dem Einsatz eines mechanisch angetriebenen Kompressors vorzuziehen ist. Die Ursachen dafür liegen einerseits in der geringeren Klopfneigung durch die externe Abgasrückführung. Das gezielte Durchspülen des Brennraumes bei einem positiven Druckgefälle zwischen der Ein- und Auslass-Seite zum Herabsetzen des internen Abgasgehaltes der Zylinderladung ist demnach nicht mehr erforderlich. Vor dem Hintergrund, dass das durchgespülte Gas auch einen zunehmenden Anteil an Abgas enthält, ist dieser Mechanismus ebenfalls nicht sinnvoll. Insbesondere bei dem Einsatz einer mechanischen Aufladung, bei der nur ein geringer Prozentsatz der eingesetzten Antriebsarbeit als positive Arbeit am Kolben genutzt werden kann, ist das zu beachten. Andererseits zeigt sich eine entscheidende Abhängigkeit eines aufgeladenen ottomotorischen Brennverfahrens von der Motorlast bzw. dem Hochdruck-Mitteldruck. Je höher dieser ist, desto bedeutender ist auch der Verlust durch reale Schwerpunktlage. Er kann zwar weiterhin durch eine Ladungsverdünnung mit gekühltem externen Abgas positiv beeinflusst werden, jedoch machen der schlechte effektive Wirkungsgrad sowie ein hoher externer Abgasgehalt eine steigende Ladedruckanforderung notwendig. Die Kriterien an die Aufladung erhöhen sich damit. Demzufolge ist eine Steigerung des Hochdruck-Mitteldruckes durch den Einsatz einer mechanischen Aufladung ebenfalls zu vermeiden.

7.2.2 Nennleistung

Bei hohen Drehzahlen und Lastzuständen des Motors ist, wie in Abschnitt 4.1 dargestellt, die Einhaltung der maximal zulässigen Temperatur der abgasführenden Bauteile von besonderem Interesse. Bei der Turbine mit variabler Geometrie ist diese aus konstruktiven Gründen im Vergleich zu Turbinen mit fester Geometrie herabgesetzt. Das liegt an der Gewährleistung der Beweglichkeit des Verstellmechanismus [PZ12]. Der Beitrag von Gabriel et al. [GJM⁺07] zeigt zwar, dass der Einsatz einer Turbine mit variabler Geometrie auch bis zu den maximalen Abgastemperaturen von Festgeometrie-Turbinen ausgeweitet werden kann, die im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Turbine mit variabler Geometrie besitzt diese Technologie jedoch nicht. Es verschärft sich dadurch die Anforderung an das Brennverfahren hinsichtlich der Abgastemperatur deutlich.

Die in Abschnitt 6.3.2 vorgestellten Untersuchungen haben gezeigt, dass durch eine Ladungsverdünnung mit gekühltem externen Abgas auf die Abgastemperatur ein positiver Einfluss ausgeübt werden kann. Weiterhin wurden unterstöchiometrische Verbrennungsluftverhältnisse als eine Hauptursache für Wirkungsgradeinbußen identifiziert. Sie sind aus diesem Grund möglichst zu vermeiden. Vor diesem Hintergrund ergibt sich die Fragestellung sowohl nach der grundsätzlichen Möglichkeit des Einsatzes einer Turbine mit variabler Geometrie und begrenzter maximal zulässiger Abgastemperatur als auch nach der Auswirkung derer auf die Effizienz des Brennverfahrens.

Abbildung 7.8 zeigt hierzu den effektiven Wirkungsgrad des Motors für die Turbine

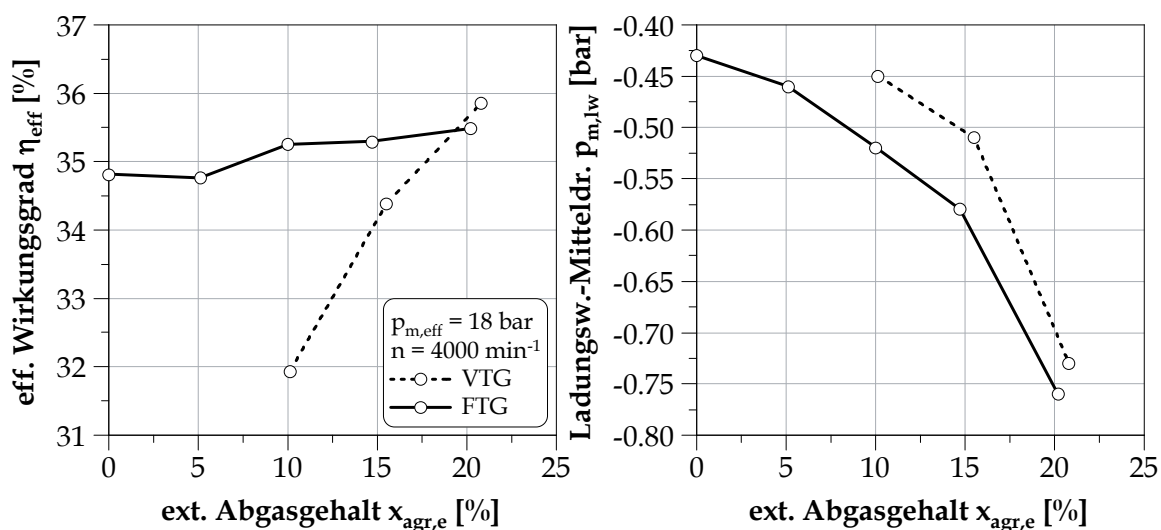


Abbildung 7.8: Effektiver Wirkungsgrad und Ladungswechsel-Mitteldruck für Abgasturbinolader mit fester und variabler Turbinengeometrie (Konfiguration: Basis, K III)

mit variabler und fester Geometrie. Dabei bestehen große Nachteile für die Turbine mit variabler Geometrie. Die Hauptursache dafür ist die Notwendigkeit eines unterstöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnisses zur Einhaltung der maximalen Abgastemperatur. Aus der Sicht des effektiven Wirkungsgrades treten akzeptable Verbrennungsluftverhältnisse ab einem externen Abgasgehalt von 10 % auf. Ein stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis ist erst bei einem externen Abgasgehalt von 20 % realisierbar. Dieser Punkt kennzeichnet allerdings gleichermaßen die Grenze der maximalen Ladungsverdünnung. Eine weitere Steigerung des externen Abgasgehaltes würde zu einem Absinken des effektiven Mitteldruckes führen.

Gleichwohl werden anhand der in Abbildung 7.8 gezeigten Ladungswechsel-Mitteldrücke die Vorteile einer Turbine mit variabler Geometrie sichtbar. Sie weisen in allen Vergleichspunkten einen größeren Wert auf. Unter der Einbeziehung von Abbildung 7.9 wird ersichtlich, dass das im Wesentlichen auf ein geringeres Turbinendruckverhältnis bei einem gleichen Verdichterdruckverhältnis zurückzuführen ist. Das ist wiederum ein Resultat des besseren Turboladerwirkungsgrades. Dieser ist ebenfalls in Abbildung 7.9 enthalten. Er basiert darauf, dass bei der Turbine mit variabler Geometrie die Leistungsregelung durch die Schaufelstellung realisiert wird. Bei der Turbine mit fester Geometrie wird hingegen ein Teil des Massenstromes an der Turbine vorbei geführt. Dieser Anteil bleibt in der Leistungsbilanz (vgl. Gleichung (F.7ff) in Anhang F) unberücksichtigt, wodurch sich der Turbinenwirkungsgrad virtuell verschlechtert. Für die Darstellung der gleichen Antriebsleistung des Verdichters ist in der Folge ein höheres spezifisches Enthalpiegefälle notwendig.

Der Vorteil der Turbine mit variabler Geometrie verringert sich allerdings mit einem zunehmenden Abgasgehalt. Der an der Turbine mit fester Geometrie vorbei geführte Massenstrom wird mit der steigenden Leistungsanforderung kleiner. In dem Punkt mit einem

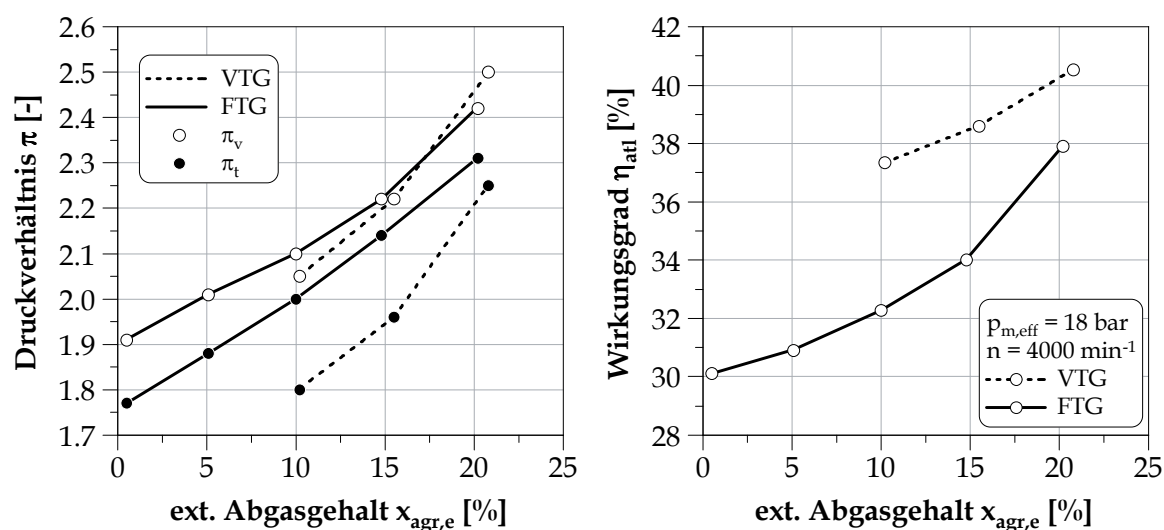


Abbildung 7.9: Verdichter- und Turbinendruckverhältnis sowie Turboladerwirkungsgrad für Abgasturbolader mit fester und variabler Turbinengeometrie (Konfiguration: Basis, K III)

externen Abgasgehalt von 20 % ist das Ventil zu dessen Regulierung fast geschlossen. Der Turboladerwirkungsgrad der Festgeometrie-Turbine nähert sich dadurch dem der Variante mit variabler Geometrie immer stärker an. Bei einem geschlossenen Bypass-Ventil ist allerdings auch der Bereich des maximalen Massenstromes der Turbine erreicht (vgl. Gleichung (7.12) und (7.13)). Damit besteht keine Möglichkeit zur weiteren Erhöhung der Leistungsabgabe der Turbine. Dieser Zustand stellt die maximale Verdünnungsrate mit externem Abgas dar.

Auch bei der Turbine mit variabler Geometrie muss die Leistungsabgabe der Turbine stetig gesteigert werden. Zu einem gewissen Anteil kann das durch die Abhängigkeit des Turbinenwirkungsgrades von der Schaufelstellung umgesetzt werden. Der Hauptanteil ist aber auch hier über die Vergrößerung des Enthalpiegefälles bereitzustellen. Dazu muss eine engere Schaufelstellung eingestellt werden. Der Punkt der maximal darstellbaren Verdünnungsrate mit externem Abgas wird dort erreicht, wo der effektive Querschnitt den maximalen Turbinenmassenstrom begrenzt.

Das Verhalten der Turbine mit variabler Geometrie in dem Nennleistungspunkt bei 5000 min^{-1} und 18 bar kann aus dem Vergleichspunkt bei 4000 min^{-1} und 18 bar abgeleitet werden. Der Haupteinflussfaktor ist dabei die mit der Drehzahl ansteigende Abgastemperatur. Der Effekt, dass ein unterstöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis notwendig ist, verstärkt sich hierbei. Im Gegensatz zu dem betrachteten Betriebspunkt bei 4000 min^{-1} und 18 bar kann das nicht durch eine Ladungsverdünnung mit gekühltem externem Abgas vollständig ausgeglichen werden. Aus diesem Grund verschlechtert sich der effektive Wirkungsgrad. Außerdem wird der Betriebsbereich des Motors derart stark eingeschränkt, dass der Nennleistungspunkt nur noch bei genau einem externen Abgasgehalt darstellbar ist. Dadurch sind keine grundsätzlichen Abhängigkeiten des Brennverfahrens von dem

externen Abgasgehalt ablesbar, weshalb auf eine grafische Darstellung verzichtet wird.

Trotzdem ist die Verwendung einer Turbine mit variabler Geometrie für ein ladungsverdünntes Brennverfahren positiv zu bewerten. In der übergreifenden Betrachtung von Eckmoment und Nennleistung ist es durch diese Technologie möglich, die bei einer konstant hohen Ladungsverdünnung mit extern zurückgeführtem gekühlten Abgas vergrößerte Spreizung der optimalen Turbinengröße zu beherrschen. Insbesondere im Eckmoment sind dadurch bedeutende Wirkungsgradpotenziale zu erschließen. Im Bereich der Nennleistung besteht eine starke Abhängigkeit von der maximal zulässigen Abgastemperatur der Turbine. Der Einsatz wird zwar durch die Ladungsverdünnung mit gekühltem externen Abgas generell möglich, das erreichbare Potenzial des effektiven Wirkungsgrades ist jedoch in einem hohen Maß durch die Auslegungstemperatur der Turbine gekennzeichnet.

8 Diskurs zur Motorkonfiguration bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas

In Kapitel 6 wurden die Wirkungsgradpotenziale einer Ladungsverdünnung mit Abgas betrachtet. Dabei konnten sowohl Verbesserungen als auch Verschlechterungen einzelner Verlustanteile der gesamten Wirkungsgradkette des Motors herausgearbeitet werden. Aus den Vor- und Nachteilen stellt sich jeweils ein Optimum des effektiven Wirkungsgrades bei spezifischen Abgasgehalten ein. Dieses Optimum in die Richtung höherer Wirkungsgrade zu verschieben ist Bestandteil des folgenden Kapitels. Hierfür soll die für eine Ladungsverdünnung mit Abgas bestmöglich abgestimmte Motorkonfiguration gefunden werden.

Wichtige Auslegungsparameter sind dabei das Verdichtungsverhältnis, die durch die Geometrie des Einlasskanals generierte Ladungsbewegung sowie die Kühlmitteltemperatur. Aus diesem Grund werden die Effekte dieser Variationsparameter im Folgenden näher untersucht. Da sie in ihrer Wirkung Unterschiede zwischen der Voll-Last und der Teillast des Motors aufweisen, erfolgt eine Unterteilung des folgenden Kapitels in diese beiden Lastbereiche (Abschnitt 8.1 und 8.2). Die Grundlage des Diskurses sind die Konfigurationen K I, K II, K IV und K V des Versuchsmotors im Vergleich zur Basis (vgl. Abschnitt 3.1).

8.1 Einflussparameter in der unteren und mittleren Teillast

In der unteren und mittleren Teillast ist bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas das Zusammenspiel von geringeren Verlusten durch Ladungswechsel, Wandwärme und reale Kalorik und höheren Verlusten durch realen Brennverlauf und reale HC- und CO-Emissionen von Bedeutung. Das begrenzende Element für eine Ladungsverdünnung mit Abgas stellt dabei die Laufruhe des Motors, in dieser Arbeit gekennzeichnet durch den COV-Wert von 8 %, dar. Die spezifischen Fragestellungen dieses Lastbereiches sind demzufolge, in wie weit sich durch die untersuchten Einflussfaktoren die Toleranz des Brennverfahrens gegenüber einer Ladungsverdünnung mit Abgas steigern lässt. Dabei stehen kürzere Zündverzugszeiten und Brenndauern im Vordergrund.

Das Verdichtungsverhältnis hat einen Einfluss auf die Temperaturen und Drücke während des Hochdruck-Prozesses. Je höher das Verdichtungsverhältnis bei gleichen Bedingungen zum Zeitpunkt „Einlass schließt“ ist, desto größer sind auch der Druck und die Temperatur zum Zündzeitpunkt. Damit wächst die Reaktivität des Gemisches an, woraus Vorteile im Hinblick auf den Zündverzug und die Brenngeschwindigkeit entstehen. Außerdem ist der ideale Wirkungsgrad von dem Verdichtungsverhältnis abhängig. Es ergibt sich daraus eine Erhöhung des theoretischen Wirkungsgradpotenzials. Eine weitere Mög-

lichkeit der Einflussnahme auf die Brenngeschwindigkeit und den Zündverzug bildet die Steigerung der Turbulenz im Brennraum [Wur94]. Diese ist in besonderem Maß durch die Geometrie der Einlasskanäle bestimmt.

Darüber hinaus ist die Kühlmitteltemperatur ein Bestandteil des Diskurses. Sie dient der Manipulation der Temperatur der Brennraumwände. Zum einen werden durch die Erhöhung der Wandtemperatur positive Auswirkungen auf die Wandwärmeverluste erwartet. Zum anderen sollen Quench-Effekte verringert werden, die bei einem ladungsverdünnten Brennverfahren in der Teillast eine wachsende Bedeutung besitzen.

Im Folgenden werden die drei vorgestellten Einflussfaktoren einzeln betrachtet. Die Darstellungsweise lehnt sich dabei an jene der Abschnitte 6.1 und 6.2 an. Für eine bessere Vergleichsmöglichkeit sind für bestimmte Verlustanteile jeweils die Kennfelder der Basis-konfiguration des Motors gegenübergestellt. Sie sind in diesem Abschnitt somit wiederholt abgebildet.

8.1.1 Verdichtungsverhältnis

Die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses zeigt in der unteren Teillast deutliche Auswirkungen auf die Grenzen der Kennfelder, welche durch die Variation des internen und externen Abgasgehaltes aufgespannt werden. Anhand von Abbildung 8.1 wird ersichtlich, dass innerhalb der festgelegten Laufgrenze eine höhere Verträglichkeit gegenüber dem externen Abgasgehalt vorliegt. Die Grenze wird hierbei um 5 %Pkt. nach oben verschoben. Weiterhin steigt der maximale gesamte Abgasgehalt bei der Mischung aus internem und externem Abgas an. Bis zu einem externen Abgasgehalt von 10 % ist bei einem Verdichtungsverhältnis von 10.5 noch die maximale Ventilüberschneidung darstellbar, bei einem

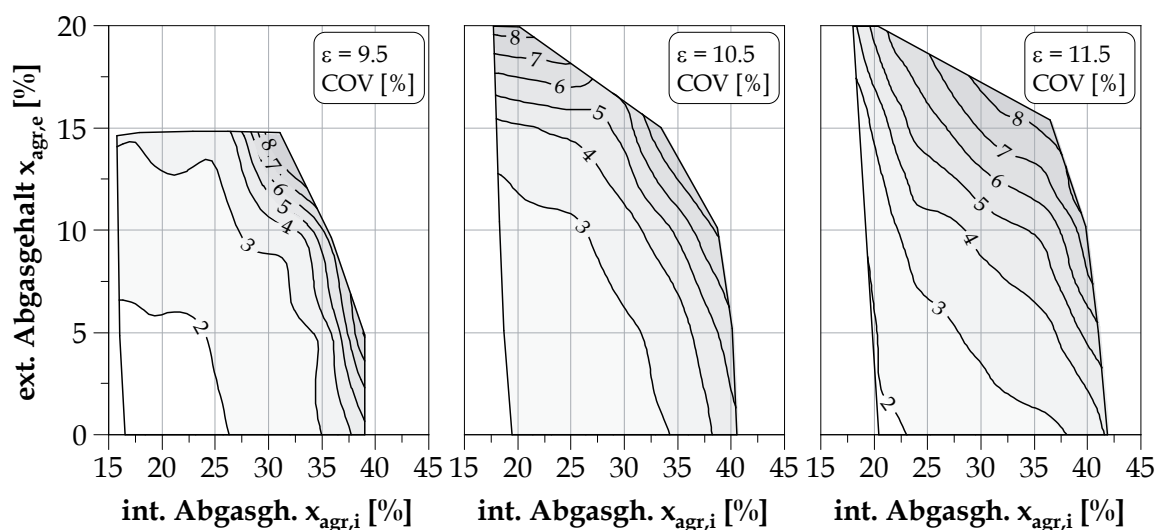


Abbildung 8.1: COV für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 bei 2000 min⁻¹ und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar (Konfiguration: Basis, K IV und K V)

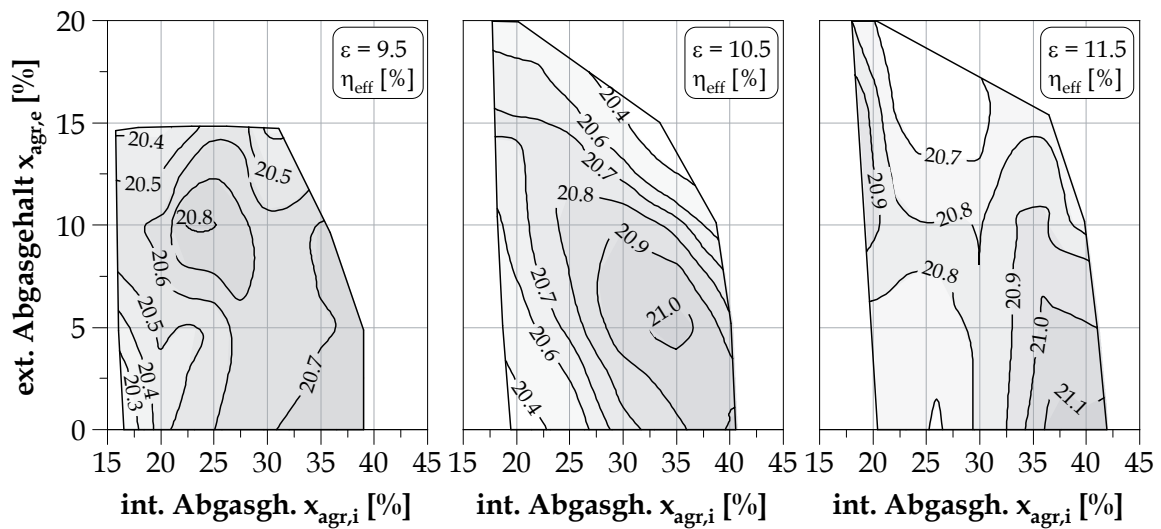


Abbildung 8.2: Effektiver Wirkungsgrad für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar (Konfiguration: Basis, K IV und K V)

Verdichtungsverhältnis von 11.5 sogar bis zu 15 %. Daraus resultieren gesamte Abgasgehalte von 43 und 44 % im Vergleich zu 41 % bei einem Verdichtungsverhältnis von 9.5. Es treten dabei jedoch auch sehr hohe Werte für den COV auf.

Eine weitere Ursache für die Veränderung der Kennfeldgrenzen bilden unterschiedliche Druckverhältnisse im Ansaugtrakt. Das ist damit zu erklären, dass aus einer Erhöhung des effektiven Wirkungsgrades bei gleicher zugeführter Energie eine Vergrößerung der abgegebenen effektiven Arbeit hervorgeht. Um den Lastpunkt konstant zu halten, muss bei der quantitativen Lastregelung die Gemischdichte und damit der Saugrohrdruck verringert werden. Bei gleichen Ventilsteuerzeiten resultieren daraus trotz der geringeren Schadvolumen bei größeren Verdichtungsverhältnissen höhere interne Abgasgehalte.

Abbildung 8.2 zeigt hierzu die effektiven Wirkungsgrade für alle untersuchten Verdichtungsverhältnisse. Dabei sind Steigerungen des effektiven Wirkungsgrades von 0.2 %Pkt. bei einem Verdichtungsverhältnis von 10.5 und 0.3 %Pkt. bei 11.5 möglich. Die Angaben beziehen sich jeweils auf die Bestpunkte des Kennfeldes. Tendenziell liegen diese mit einem steigenden Verdichtungsverhältnis bei hohen internen und geringen externen Abgasgehalten. Aus dem theoretischen Potenzial des idealen Wirkungsgrades von 1.6 %Pkt. bei einem Verdichtungsverhältnis von 10.5 und 3.0 %Pkt. bei 11.5 ist effektiv nur ein geringer Anteil nutzbar.

Dieser Zusammenhang gilt allerdings nicht allgemein für den gesamten Teillastbereich. In dem Betriebspunkt in der mittleren Teillast, den Abbildung 8.3 zeigt, herrschen andere Abhängigkeiten. Bei einem Verdichtungsverhältnis von 11.5 entstehen beispielsweise gar keine Vorteile bezüglich des effektiven Wirkungsgrades. Demgegenüber kann der effektive Wirkungsgrad bei einem Verdichtungsverhältnis von 10.5 mit 0.8 %Pkt. deutlich gesteigert

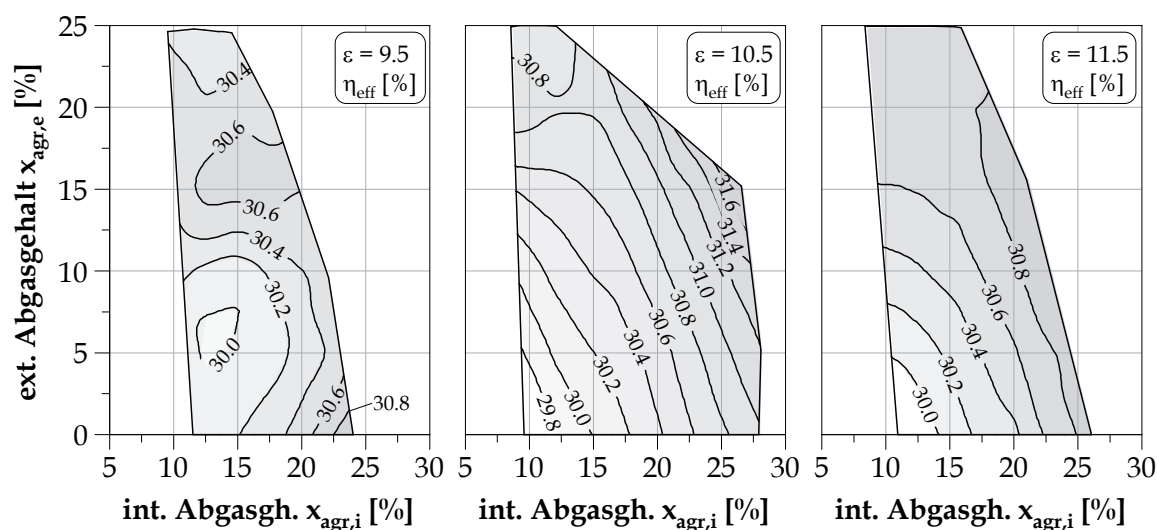


Abbildung 8.3: Effektiver Wirkungsgrad für Verdichtungsverhältnisse von 9,5, 10,5 und 11,5 bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 6 bar (Konfiguration: Basis, K IV und K V)

werden. Hierbei wird auch die Ausweitung des Kennfeldes bis zu einem internen Abgasgehalt von 27 % bei einem externen Abgasgehalt von 15 % sichtbar.

Die grundsätzlichen Abhängigkeiten der einzelnen Verlustanteile von dem Verdichtungsverhältnis können mit der Verlustanalyse detailliert betrachtet werden. Abbildung 8.4 zeigt hierzu eine Gegenüberstellung der Punkte mit einem maximalen internen bei einem minimalen externen Abgasgehalt. Sowohl in der unteren als auch der mittleren Teillast entstehen bei den höheren Verdichtungsverhältnissen schlechtere Gütegrade durch Ladungswechsel. Im Fall der unteren Teillast werden allein hierdurch bereits 85 % des Potenzials des idealen Wirkungsgradgewinnes bei einem Verdichtungsverhältnis von 10,5 kompensiert. Bei einem Verdichtungsverhältnis von 11,5 ist der Anteil mit 33 % zwar kleiner, aber immer noch von großer Bedeutung.

In der mittleren Teillast zeigen sich ähnliche Abhängigkeiten. Die Größenordnung der Ladungswechselverluste ist in diesem Lastbereich jedoch geringer, weshalb die höheren Verluste bei größeren Verdichtungsverhältnissen nicht so stark ins Gewicht fallen. Außerdem ist bei beiden Lastbereichen zu beachten, dass bei den Ventilsteuerzeiten der betrachteten Punkte ein geringerer Saugrohrdruck einen höheren internen Abgasgehalt verursacht. Dadurch entsteht ein größeres Entdrosselungspotenzial. Hierbei spielt allerdings nicht nur der ideale Wirkungsgrad, sondern auch das Verhältnis der Wirkungsgrade des gesamten Hochdruck- und Niederdruck-Prozesses zueinander eine Rolle.

Im Hochdruckteil des Arbeitsprozesses bestehen dabei teilweise gravierende Unterschiede. Besonders die geringen Gütegrade durch realen Brennverlauf sind von großer Bedeutung. In der unteren Teillast sind sie die Erklärung dafür, dass die höchsten effektiven Wirkungsgrade bei den größeren Verdichtungsverhältnissen tendenziell bei einem hohen

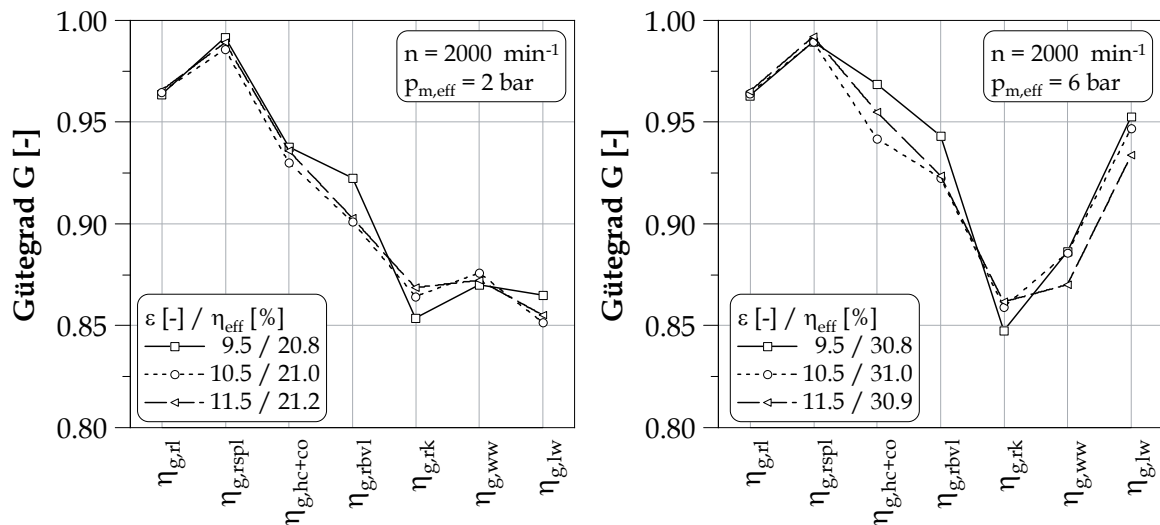


Abbildung 8.4: Gütegrade bei maximalem internen und minimalem externen Abgasgehalt (Konfiguration: Basis, K IV und K V)

internen und geringen externen Abgasgehalt erreicht werden. Wie aus Abschnitt 6.1.2 bekannt ist, senkt der externe Abgasgehalt die Brenngeschwindigkeit stärker als der interne. Der höhere Verlust durch realen Brennverlauf kann durch geringere Kalorik- und Wandwärmeverluste nicht kompensiert werden. In der mittleren Teillast sind weiterhin die Gütegrade durch reale HC- und CO-Emissionen bei den Verdichtungsverhältnissen von 10.5 und 11.5 auffällig. Ergänzend dazu beinhaltet Abbildung 8.5 die Umsatzraten für das Verdichtungsverhältnis von 9.5 im Vergleich zu 11.5. Bei dem höheren Verdichtungsverhältnis ist dabei ab einer Umsatzrate von 0.5 ein etwas flacherer Verlauf zu erkennen. Insbesondere im Bereich der späten Verbrennung zwischen einer Umsatzrate von 0.8 und 1.0 aber ergibt sich eine signifikante Abnahme der Brenngeschwindigkeit. Darin ist die Hauptursache für die schlechteren Gütegrade durch realen Brennverlauf zu sehen.

Die Gründe für die langsamere Wärmefreisetzung zum Ende der Verbrennung hin sind vielfältig. Zum einen kann die Brennraumgeometrie dafür herangezogen werden. Das Verdichtungsverhältnis ist alleinig durch die Variation der Geometrie des Kolbenbodens bei den untersuchten Motorkonfigurationen bestimmt. Dadurch ergeben sich ungünstige Quetschflächen im Brennraum. Die Flammenfront kann in diese schlecht eindringen und erlischt früher. Zum anderen ist das geringere Brennraumvolumen zu nennen. Die freie Weglänge der Flammenfront bis zum ersten Kontakt mit der Brennraumwand ist bei einem hohen Verdichtungsverhältnis kleiner. Auch hierdurch kommt es zu einem früheren Erlöschen der Flamme. Neben dem langsamen Ausbrand bekräftigt auch das erhöhte Emissionsniveau diese These.

Eine weitere Beachtung verdient in diesem Zusammenhang die Gemischbildung des Motors. Bei allen untersuchten Varianten wurde eine Einspritzung im Ansaugtakt bei identischer Kurbelwinkellage angewandt. Bei der seitlichen Lage des Einspritzventils zeigt sich

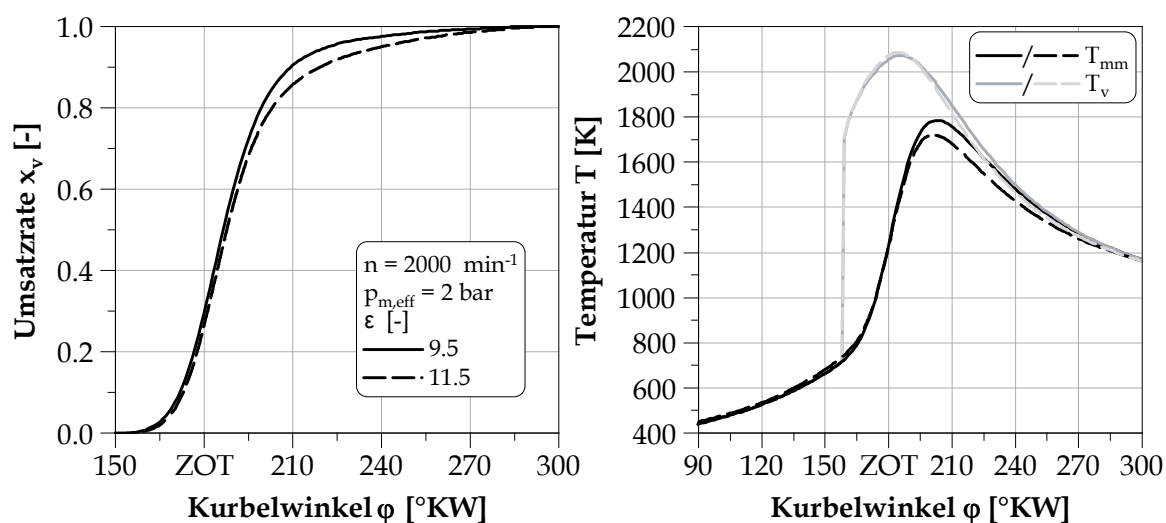


Abbildung 8.5: Umsatzraten sowie Temperaturen im Verbrannten und des Massenmittels bei maximalem internen und minimalem externen Abgasgehalt (Konfiguration: Basis und K V)

die Geometrie des Kolbenbodens bei diesen Einspritzzeitpunkten als ein unterstützendes Element der Gemischbildung. In der Basiskonfiguration besitzt der Kolbenboden deshalb eine Mulde und einen Aufbau, der mit den Einspritzstrahlen interagiert. Bei einem Verdichtungsverhältnis von 10.5 ist diese Kolbenbodenform nur noch eingeschränkt darstellbar, bei 11.5 hingegen gar nicht mehr. Neben einer stärkeren Inhomogenität des Gemisches kommt es dadurch auch zu einem unerwünschten Wandfilmaufbau [Nit10]. Dieser Einfluss ist bei den Erkenntnissen aus den Untersuchungen zum Verdichtungsverhältnis in der unteren und mittleren Teillast zu beachten.

Die höheren Verluste durch realen Brennverlauf und reale HC- und CO-Emissionen stellen demnach keine systemischen Nachteile eines höheren Verdichtungsverhältnisses dar. Sie sind vordergründig auf die Bedingungen an dem Versuchsmotor zurückzuführen. Bei der Auslegung des Motors auf ein hohes Verdichtungsverhältnis müssen jedoch die geometrischen Randbedingungen zur Vermeidung dieser Effekte beachtet werden. Weiterhin kann von der längeren Brenndauer durch den schlechten Ausbrand nicht auf den Zündverzug geschlossen werden. Für das Beispiel aus Abbildung 8.5 ergibt sich mit einem Wert von 39.1°KW für den Zündverzug bei einem Verdichtungsverhältnis von 11.5 ein Vorteil gegenüber dem Verdichtungsverhältnis von 9.5 mit 45.1°KW . Hierin liegt auch die Ursache für die größere Toleranz gegenüber einer Ladungsverdünnung mit Abgas bei einem höheren Verdichtungsverhältnis begründet.

Durch eine geringere Brenngeschwindigkeit ergeben sich nicht nur Nachteile. Die gesamte Verlustkette aus Abbildung 8.4 zeigt, dass die Gütegrade durch reale Kalorik und Wandwärme sich bei einem höheren Verdichtungsverhältnis verbessern. Das ist in erster Linie eine Folge der langsameren Wärmefreisetzung, was mit Abbildung 8.5 durch den Vergleich der Umsatzraten mit den Verläufen der Massenmitteltemperatur nachvollzogen

werden kann. Ab einem Kurbelwinkel von 195° KW fällt die Brenngeschwindigkeit merklich ab, wodurch die maximale Massenmitteltemperatur nicht das Niveau der Variante mit einem Verdichtungsverhältnis von 9.5 erreicht. Sie ist der hauptsächliche Faktor für die Verluste durch reale Kalorik. Erst im späteren Verlauf erfolgt eine weitere Wärmezufuhr an das Gas, sodass trotz des höheren Verdichtungsverhältnisses von 11.5 die Massenmitteltemperatur gegenüber der Variante mit einem Verdichtungsverhältnis von 9.5 ansteigt.

Ein Quereinfluss besteht darin, dass die zugeführte Energie in dem Punkt mit einem Verdichtungsverhältnis von 11.5 kleiner und der interne Abgasgehalt größer ist. Das würde ebenfalls zu einer geringeren maximalen Massenmitteltemperatur führen, aber auch gleichermaßen die Temperaturen im Unverbrannten beeinflussen. Letzteres ist jedoch nicht der Fall, weshalb dieser Faktor hier von untergeordneter Bedeutung ist.

Zusammenfassend lassen sich folgende Erkenntnisse aus den Untersuchungen ableiten: Durch eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses kann der Wirkungsgrad des Hochdruck-Prozesses gesteigert werden. Dem wirken aber in der unteren und mittleren Teillast gleichzeitig wachsende Ladungswechselverluste entgegen. Die Verträglichkeit des Brennverfahrens gegenüber einer Ladungsverdünnung mit Abgas steigt wiederum mit dem Verdichtungsverhältnis an. Ein gewisser Teil der Ladungswechselverluste kann damit wieder kompensiert werden. Insgesamt ergibt sich eine geringe Erhöhung des effektiven Wirkungsgrades. Die interne Abgasrückführung besitzt dabei das größere Potenzial im Vergleich zu einer externen Abgasrückführung.

8.1.2 Ladungsbewegung

Die Steigerung der Intensität der Ladungsbewegung besitzt eine stabilisierende Wirkung auf die Verbrennung. Abbildung 8.6 zeigt für den Beispielpunkt bei 2000 min^{-1} und 2 bar, dass bei der Einlasskanalvariante 2 der COV im Vergleich zur Variante 1 abgesenkt werden kann. Anhand der Einlasskanalvariante 3 wird jedoch ersichtlich, dass bereits bei geringeren gesamten und auch hohen externen Abgasgehalten der COV wieder stärker ansteigt. Weiterhin unterscheidet sich das Verhalten an der Laufgrenze des Brennverfahrens. Die Einlasskanalvariante 3 zeigt zunächst ein flacheres Ansteigen des COV's. Das Erreichen des Grenzwertes geschieht dann aber umso steiler. Insbesondere bei der Mischung aus internem und externem Abgasgehalt weist die Einlasskanalvariante 3 an der Kennfeldgrenze vergleichsweise geringe Werte für den COV auf. Der jeweils nächste Messpunkt des schnellen Nockenwellenhakens mit einem höheren internen Abgasgehalt ist aber durch eine deutliche Überschreitung der definierten Grenze für den COV bei einem Wert von 8 % gekennzeichnet. Die stabilisierende Wirkung einer intensiveren Ladungsbewegung kann somit nicht verallgemeinert werden. Sie gilt nur bis zu einem bestimmten Niveau der Tumblezahl. Eine Ausweitung der Toleranz gegenüber einer Ladungsverdünnung mit Abgas durch die Erhöhung der Intensität der Ladungsbewegung erscheint trotzdem gegeben. Sofern kein externes Abgas zugeführt wird, sind die Werte für den COV an dem Punkt des maximalen internen Abgasgehaltes kleiner. Hierbei weist die Variante mit dem höchsten

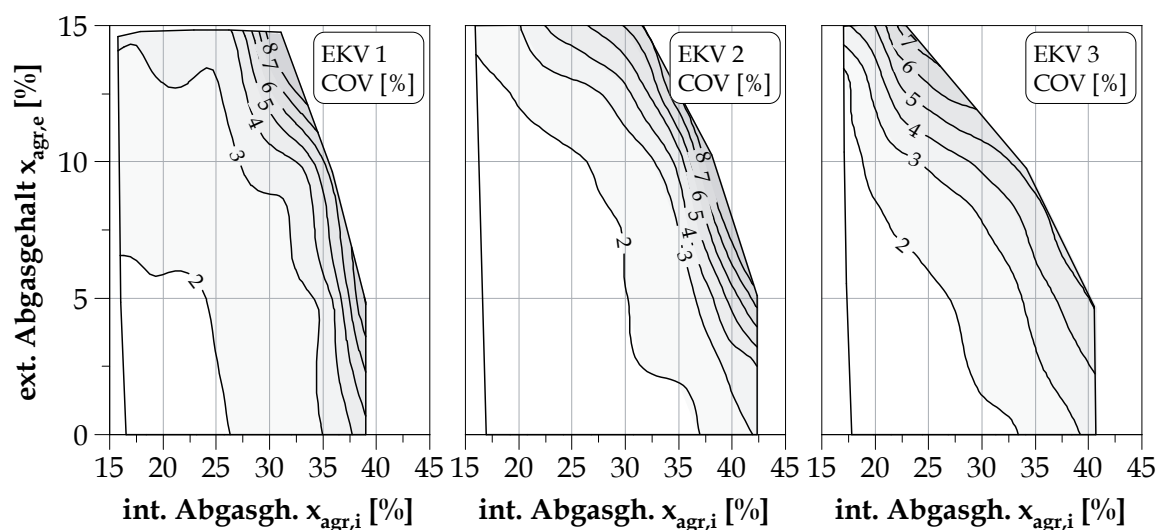


Abbildung 8.6: COV für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar (Konfiguration: Basis, K I und K II)

Tumbleniveau wiederum das größte Potenzial auf.

Außerdem hat die Intensität der Ladungsbewegung nicht nur einen Einfluss auf die Verträglichkeit des Brennverfahrens gegenüber einer Ladungsverdünnung mit Abgas, sondern auch auf den effektiven Wirkungsgrad. Die Ausdehnung der Kennfelder für den COV zeigt bereits auf, dass bei der Einlasskanalvariante 2 ein höherer Wirkungsgrad des Hochdruck-Prozesses vorliegt. Er muss durch ein stärkeres Androsseln des Motors und damit einem kleineren Saugrohrdruck kompensiert werden um den effektiven Mitteldruck konstant zu halten. Bei identischen Ventilsteuerzeiten und der verwendeten Strategie der Einlasskanalrückführung resultiert daraus ein höherer interner Abgasgehalt. Bei der Einlasskanalvariante 3 liegt dieser Effekt ebenfalls vor. Die Wirkung ist jedoch geringer. In der Gesamtheit ergibt sich für den effektiven Wirkungsgrad, den Abbildung 8.7 zeigt, bei der Einlasskanalvariante 2 ein Potenzial von 0.8 %Pkt. und bei der Einlasskanalvariante 3 von 0.2 %Pkt.

In der mittleren Teillast ist die Zunahme von Zündverzug und Brenndauer mit einem wachsenden Abgasgehalt nicht so stark ausgeprägt wie in der unteren Teillast. Dementsprechend verringert sich das Potenzial zur Steigerung des effektiven Wirkungsgrades infolge kleinerer Verluste durch realen Brennverlauf. Abbildung 8.8 zeigt die Kennfelder hierzu. In dem Punkt mit einem maximalen internen und minimalen externen Abgasgehalt, der bei der Einlasskanalvariante 1 den höchsten effektiven Wirkungsgrad markiert, ist darum nur ein geringer Vorteil bzw. bei der Einlasskanalvariante 3 sogar ein Nachteil zu verzeichnen.

Extern zurückgeführtes gekühltes Abgas verstärkt die Abnahme der Brenngeschwindigkeit in einem höheren Maß als internes. Durch die gezielte Steigerung der Intensität der Ladungsbewegung kann diesem Effekt entgegengewirkt werden. In der gesamten Wirkungsgradkette lassen sich daraus Vorteile generieren. Als Resultat stellt sich in der mittleren

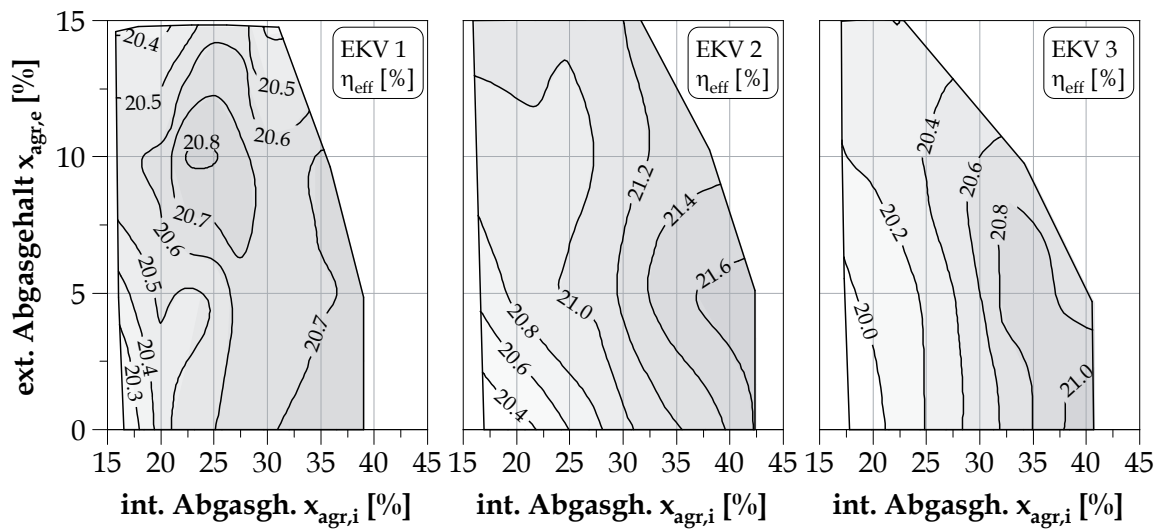


Abbildung 8.7: Effektiver Wirkungsgrad für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei einem effektiven Mitteldruck von 2 bar und 2000 min^{-1} (Konfiguration: Basis, K I und K II)

Teillast der Bereich mit dem höchsten effektiven Wirkungsgrad für die Einlasskanalvarianten 2 und 3 bei einem externen Abgasgehalt von $\approx 20 \%$ heraus. Es entsteht hierin für beide Varianten ein Gewinn an effektivem Wirkungsgrad von $0,4 \%$ Pkt. gegenüber dem Bestpunkt der Einlasskanalvariante 1. Bezogen auf den Maximalwert der Einlasskanalvariante 1 zeigen die Wirkungsgradgewinne bei der Einlasskanalvariante 3 in der mittleren Teillast mit $1,3 \%$ Pkt. sogar ein höheres Potenzial zur Steigerung des effektiven Wirkungs-

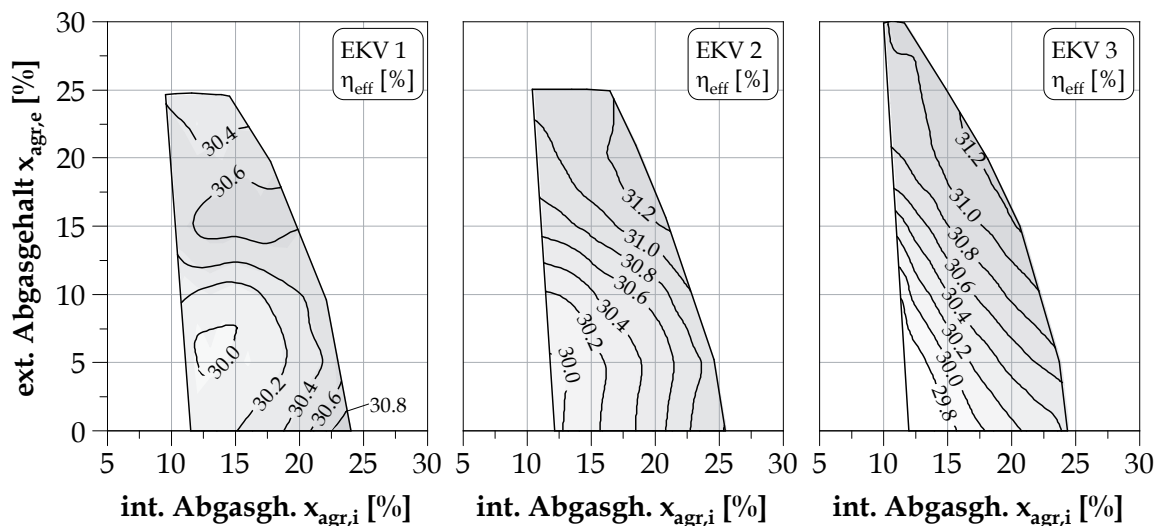


Abbildung 8.8: Effektiver Wirkungsgrad für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei einem effektiven Mitteldruck von 6 bar und 2000 min^{-1} (Konfiguration: Basis, K I und K II)

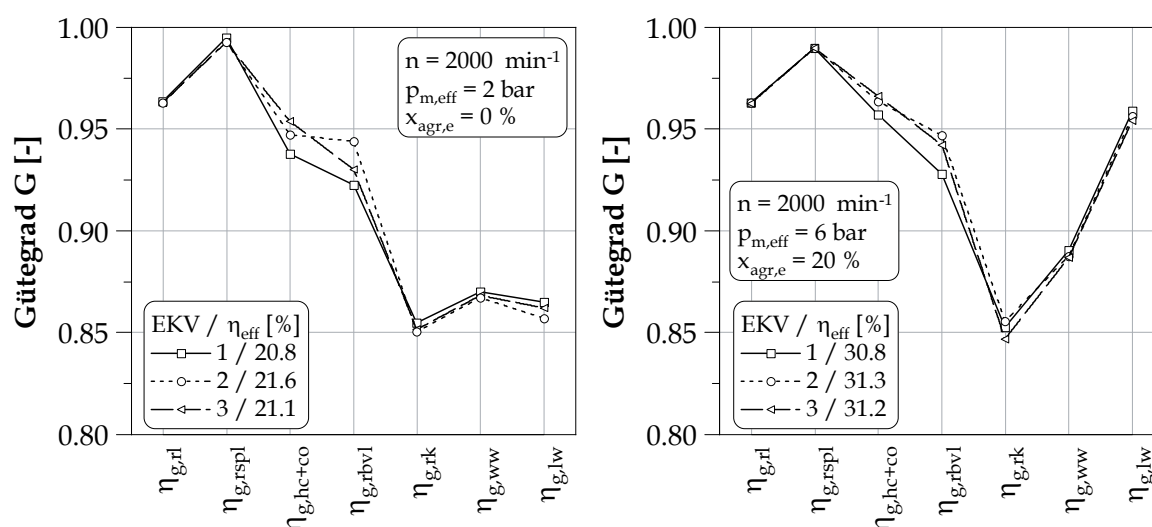


Abbildung 8.9: Gütegrade für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei maximalem internen und unterschiedlichem externen Abgasgehalt (Konfiguration: Basis, K I und K II)

grades auf als mit 1.0 %Pkt. in der unteren Teillast. Für die Einlasskanalvariante 2 gilt das jedoch nicht. Hier liegt in der unteren Teillast mit 3.9 %Pkt. ein wesentlich höheres Potenzial als mit 1.3 %Pkt. in der mittleren Teillast vor. Woraus die Unterschiede entstehen, soll wiederum mit Hilfe der Gütegradketten spezieller Vergleichspunkte erläutert werden. In der unteren Teillast wird hierfür der Punkt mit dem minimalen externen und dem maximalen internen Abgasgehalt ausgewählt. In der mittleren Teillast ist der Bereich der maximalen effektiven Wirkungsgrade bei den Einlasskanalvarianten 2 und 3 von Interesse. Die Vergleichspunkte liegen somit bei dem maximalen internen und einem externen Abgasgehalt von 20 %.

Abbildung 8.9 enthält die Gütegradketten der vorgestellten Vergleichspunkte. Die Anhebung des effektiven Wirkungsgrades resultiert unabhängig von der Last zum einen aus besseren Gütegraden durch realen Brennverlauf und zum anderen aus realen HC- und CO-Emissionen. Die höhere Brenngeschwindigkeit sorgt somit gleichzeitig für eine bessere Umsetzung der zugeführten Kraftstoffmenge. Außerdem sind hierbei Gemischbildungseffekte zu beachten. Trotz der geringeren Brenngeschwindigkeit besitzt die Einlasskanalvariante 3 einen höheren Gütegrad durch reale HC- und CO-Emissionen im Vergleich zur Einlasskanalvariante 2. Das deutet auf eine bessere Unterstützung der Kraftstoffaufbereitung durch die Zylinderinnenströmung im Ansaugtakt hin. Die übrigen Gütegrade sind durch die schnellere Energieumsetzung hingegen nur marginal beeinflusst. Insbesondere die Verschlechterung der Gütegrade durch reale Kalorik und Wandwärme fällt viel geringer aus als die erzielten Verbesserungen.

Worin die Unterschiede der zeitlichen Verläufe der Energiefreisetzung zwischen den drei untersuchten Einlasskanalvarianten liegen, kann anhand von Abbildung 8.10 nachvollzo-

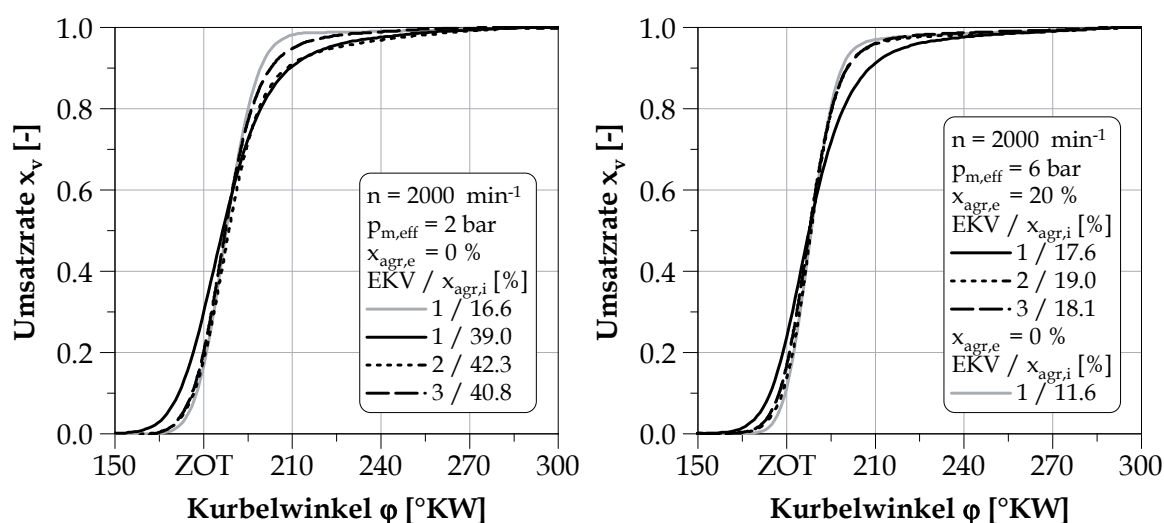


Abbildung 8.10: Umsatzraten für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei unterschiedlichen internen und externen Abgasgehalten (Konfiguration: Basis, K I und K II)

gen werden. Hierin sind als Referenz auch die Umsatzraten der Einlasskanalvariante 1 mit einem minimalen internen und externen Abgasgehalt dargestellt. In der unteren Teillast weisen die Einlasskanalvarianten 2 und 3 zwischen der AI05- und AI50-Lage eine höhere Brenngeschwindigkeit auf. Danach kommt es bei der Einlasskanalvariante 3 zu einer Abnahme der Brenngeschwindigkeit. Ab einem 70 %igen Energieumsatz verläuft der Graph dann fast deckungsgleich zur Einlasskanalvariante 1. Die Umsatzrate des Referenzpunktes können aber beide nicht erreichen. Das gilt insbesondere für den Ausbrand.

In der mittleren Teillast liegen die Einlasskanalvarianten 2 und 3 während der gesamten Wärmezufuhr übereinander. Aus der höheren Tumblezahl der Einlasskanalvariante 3 im Vergleich zur Einlasskanalvariante 2 (vgl. Abbildung 3.3) können demnach keine wesentlichen Vorteile in der Geschwindigkeit der Energiefreisetzung generiert werden. Der Verlauf des Referenzpunktes wird trotz des wesentlich höheren gesamten Abgasgehaltes durch die Einlasskanalvarianten 2 und 3 in der Hauptumsetzungsphase gut wiedergegeben. Lediglich in der frühen und späten Phase der Wärmefreisetzung bestehen Defizite.

Aus der Gegenüberstellung der drei Varianten der Einlasskanalgeometrie wird deutlich, dass aus einer Steigerung der Intensität der Ladungsbewegung Vorteile für eine Ladungsverdünnung mit Abgas resultieren. Einerseits ist die Verträglichkeit des Brennverfahrens gegenüber einer Ladungsverdünnung höher und andererseits die negative Auswirkung auf den Verlust durch realen Brennverlauf abgemildert. Die Brenngeschwindigkeit kann wieder in die Richtung des Ausgangsniveaus gesteigert werden. Es ergibt sich daraus besonders in der unteren Teillast ein großes Potenzial zur Erhöhung des effektiven Wirkungsgrades. Ein eindeutiger Zusammenhang zwischen der mit dem FEV-Tumble-Meßverfahren bestimmten Tumblezahl und dem Wirkungsgradgewinn bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas besteht jedoch nicht.

8.1.3 Kühlmitteltemperatur

Bei den im Folgenden vorgestellten Untersuchungen kommen mit 363 K und 383 K zwei verschiedene Kühlmitteltemperaturen zum Einsatz. Abbildung 8.11 enthält für beide Varianten den effektiven Wirkungsgrad für den Betriebspunkt in der unteren Teillast. Der Vergleich beider Kennfelder zeigt ein Potenzial zur Anhebung des effektiven Wirkungsgrades durch eine höhere Kühlmitteltemperatur. Es besitzt mit Werten von ≥ 0.5 %Pkt. eine bedeutungsvolle Größenordnung. Weiterhin ist anhand der Begrenzung der Kennfelder zu erkennen, dass die Verträglichkeit gegenüber einer Ladungsverdünnung mit extern zurückgeführtem gekühlten Abgas um 5 %Pkt. zunimmt.

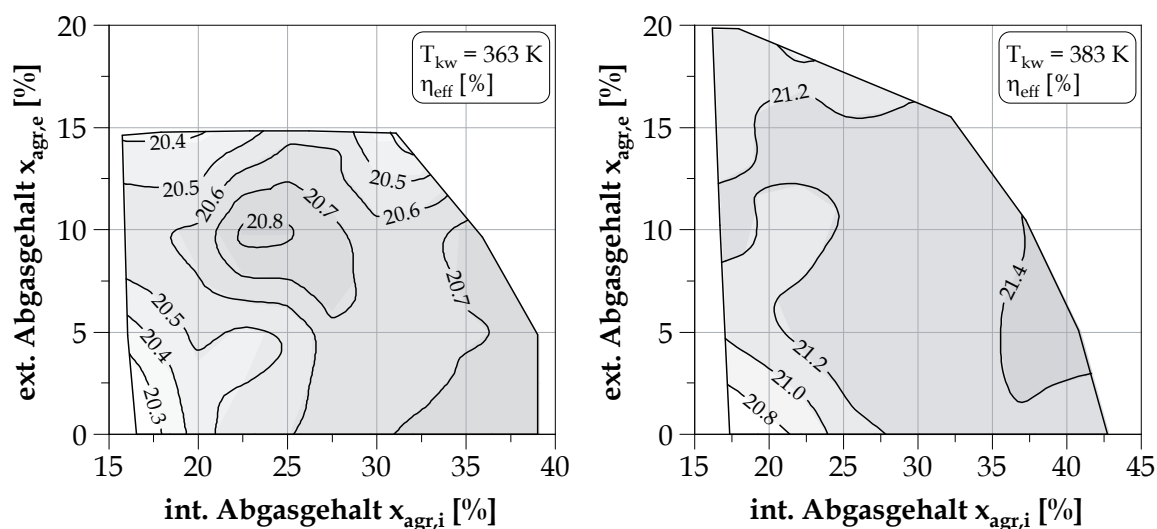


Abbildung 8.11: Effektiver Wirkungsgrad für unterschiedliche Kühlmitteltemperaturen bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar (Konfiguration: Basis)

Aus Abbildung 8.12, die den indizierten Wirkungsgrad für den Betriebspunkt in der unteren Teillast enthält, wird die Ursache für die Steigerung des effektiven Wirkungsgrades ersichtlich. Hierbei ist zu erkennen, dass sich die indizierten Wirkungsgrade und somit das thermodynamische Wirkungsgradpotenzial bei einer Variation der Kühlmitteltemperatur kaum voneinander unterscheiden. Der Wirkungsgradgewinn resultiert somit hauptsächlich aus der verringerten Reibarbeit des Motors bei einer höheren Kühlmitteltemperatur. Diese Wirkung kann wiederum auf eine geringere dynamische Viskosität des Schmiermittels zurückgeführt werden [Sch06].

Nennenswerte Differenzen zwischen den indizierten Wirkungsgraden ergeben sich erst bei hohen internen Abgasgehalten. Sie liegen maximal bei einem Wert von 0.2 %Pkt. Aus Abbildung 8.13 lassen sich die Gründe hierfür ablesen. Sie beinhaltet sowohl die Gütegradketten des Hoch- und Niederdruck-Prozesses als auch die Verläufe der Temperaturen im Verbrannten und des Massenmittels für zwei ausgewählte Kennfeldpunkte. Sie befinden sich jeweils bei einem maximalen internen und minimalen externen Abgasgehalt. Die Tem-

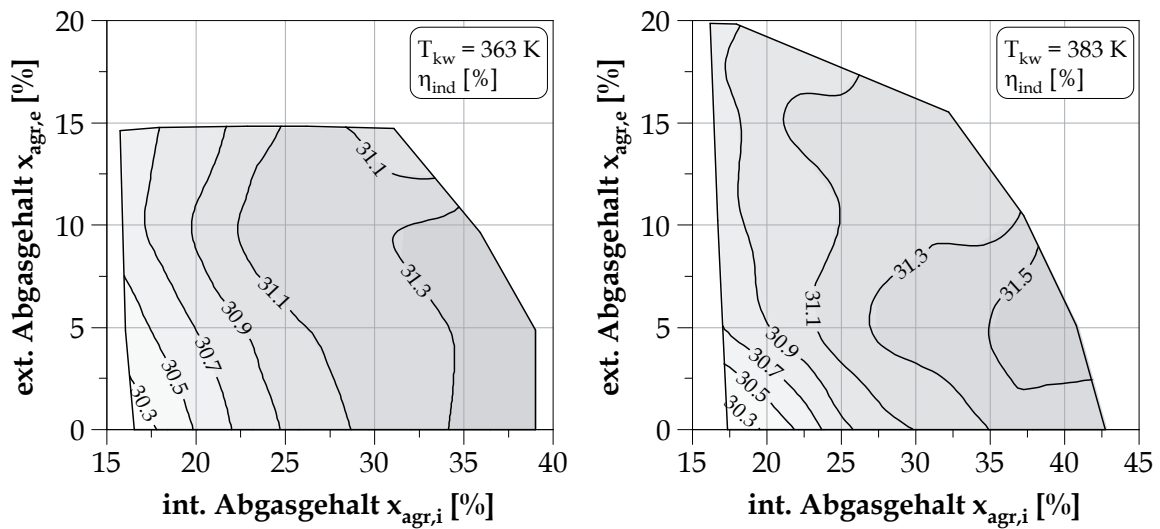


Abbildung 8.12: Indizierter Wirkungsgrad für unterschiedliche Kühlmitteltemperaturen bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar (Konfiguration: Basis)

peraturen bei einer Kühlmitteltemperatur von 383 K liegen ausnahmslos über denen von 363 K. Das ist eine Folge des größeren internen Abgasgehaltes und der damit verbundenen höheren Temperatur zum Zeitpunkt „Einlass schließt“. Damit bleibt die Temperaturdifferenz zwischen den Brennraumwänden und dem Gas im Zylinder annähernd konstant. Der Gütegrad durch Wandwärme verändert sich demzufolge kaum. Demgegenüber führen die höheren Temperaturen jedoch zu einem schlechteren Gütegrad durch reale Kalorik. Weiterhin ist durch den gestiegenen effektiven Wirkungsgrad ein stärkeres Androsseln des

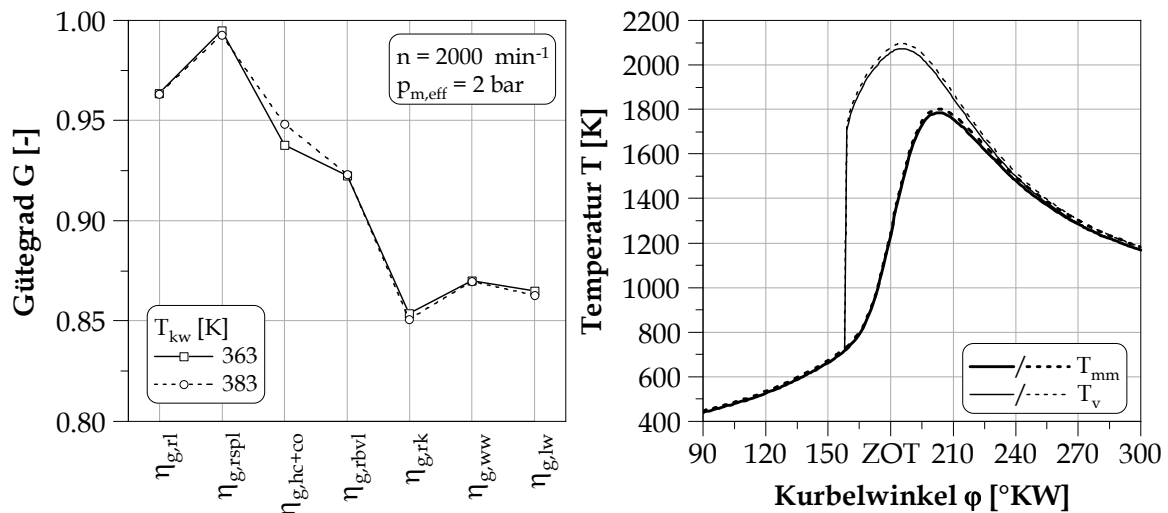


Abbildung 8.13: Gütegrade sowie Temperaturen im Verbrannten und des Massenmittels bei maximalem internen und minimalem externen Abgasgehalt (Konfiguration: Basis)

Motors notwendig. Auch hier kann wiederum ein Teil durch einen größeren internen Abgasgehalt ausgeglichen werden. Ein zweiter Teil äußert sich in einem schlechteren Gütegrad durch Ladungswechsel.

Als herausragender Unterschied in den Gütegraden des Hochdruck-Prozesses der beiden miteinander verglichenen Kühlmitteltemperaturen zeigt sich der Verlust durch reale HC- und CO-Emissionen. Der Gütegrad ist bei der höheren Kühlmitteltemperatur sichtbar größer. Bei den bisher betrachteten Einflussfaktoren auf ein ladungsverdünntes Brennverfahren sind die Veränderungen des Emissionsniveaus immer mit einem modifizierten Verlauf der Energiefreisetzung verbunden. Das ist hier anders. Ein Erklärungsansatz dafür sind reduzierte Quench-Effekte.

Da die Verbesserung des Wirkungsgrades durch eine Erhöhung der Kühlmitteltemperatur zum größten Anteil nicht auf einem thermodynamischen sondern auf einem mechanischen Potenzial beruht, wird der Betriebspunkt in der mittleren Teillast an dieser Stelle nicht explizit betrachtet. Grundsätzlich sind die gleichen Wirkungen auf die Verluste durch reale HC- und CO-Emissionen, reale Kalorik, Wandwärme und Ladungswechsel zu beobachten. Zur Bewertung des Einflusses der Kühlmitteltemperatur innerhalb eines ladungsverdünnten Brennverfahrens in der unteren und mittleren Teillast lässt sich somit folgendes zusammenfassen: Eine Erhöhung der Brennraumwandtemperaturen wirkt der Zunahme des Verlustes durch reale HC- und CO-Emissionen durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas entgegen. Der Vergleich von Abbildung 6.18 mit Abbildung 8.13 zeigt, dass sogar das Niveau eines Betriebspunktes mit einem minimal möglichen gesamten Abgasgehalt wieder erreicht wird. Der Wandwärmeübergang ist dagegen nur geringfügig oder gar nicht von der Kühlmitteltemperatur beeinflusst. Spezifische Vorteile ergeben sich weiterhin in einer Ausweitung der Grenze des maximal darstellbaren Abgasgehaltes. Der hauptsächliche Anteil des Wirkungsgradpotenzials dieses Einflussfaktors ist jedoch auch für ein nicht explizit ladungsverdünntes Brennverfahren nutzbar.

8.2 Einflussparameter in der Voll-Last

In der Voll-Last liegen die spezifischen Verlustanteile in der realen Schwerpunktlage und den realen HC- und CO-Emissionen begründet. Sie sind das Ergebnis des Auftretens einer klopfenden Verbrennung sowie der Überschreitung der maximal zulässigen Abgastemperatur. In Abschnitt 6.3 und 6.4 wurde der Einfluss einer gekühlten externen Abgasrückführung auf diese Verlustanteile erläutert. Es sind dadurch große Wirkungsgradpotenziale erschließbar.

Die innerhalb dieses Kapitels diskutierten Einflussfaktoren zielen jedoch in erster Linie auf die Vermeidung negativer Auswirkungen einer Ladungsverdünnung mit Abgas auf einzelne Verlustanteile in der unteren und mittleren Teillast ab. Da sich die charakteristischen Verluste der Voll-Last von denen der Teillast unterscheiden, geht von den Einflussfaktoren allerdings eine differenzierte Wirkung in den entsprechenden Lastbereichen aus.

Im Speziellen ist die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses sowie der Kühlmitteltemperatur dabei in der Voll-Last von Nachteil. Beide Faktoren fördern das Auftreten einer klopfenden Verbrennung und den daraus resultierenden negativen Folgen.

Die Fragestellung, die aus dieser Diskrepanz entsteht, ist in wie weit eine Ladungsverdünnung mit Abgas in der Voll-Last eine Variation der Auslegungsparameter des Motors erlaubt. Zur Klärung dieser Frage wird im Folgenden auf das Verdichtungsverhältnis, die Ladungsbewegung und die Kühlmitteltemperatur gesondert eingegangen. Auch hierbei dienen die Ergebnisse des Motors in der Basiskonfiguration als Vergleichsgrundlage. Die jeweiligen Variationen der Einflussparameter werden entsprechend gegenübergestellt.

8.2.1 Verdichtungsverhältnis

Das Verdichtungsverhältnis besitzt eine maßgebliche Bedeutung für die Temperaturen und Drücke während der Verdichtung und Verbrennung. Es bestimmt das Auftreten einer klopfenden Verbrennung und dadurch speziell das Verhalten des Motors in der Voll-Last. Dieser Einflussfaktor ist somit ein Kernparameter bei der Auslegung eines Ottomotors [EKP08].

Aus Abschnitt 6.3.1 ist bekannt, dass die Verluste durch reale Schwerpunktlage insbesondere bei geringen Drehzahlen eine erhebliche Größe annehmen können. Mit einem zunehmenden Verdichtungsverhältnis verstärkt sich die Klopfproblematik, weshalb die Verbrennung noch später erfolgen muss. Je weiter die AI50-Lage von der wirkungsgradoptimalen entfernt ist, desto größer ist der Wirkungsgradverlust hierdurch. Dabei liegt ein exponentieller Zusammenhang zwischen den beiden Größen vor.

Wie Abbildung 8.14 an dem Betriebspunkt bei 1500 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 18 bar zeigt, wird allein durch diesen Verlust das Potenzial des höheren idealen

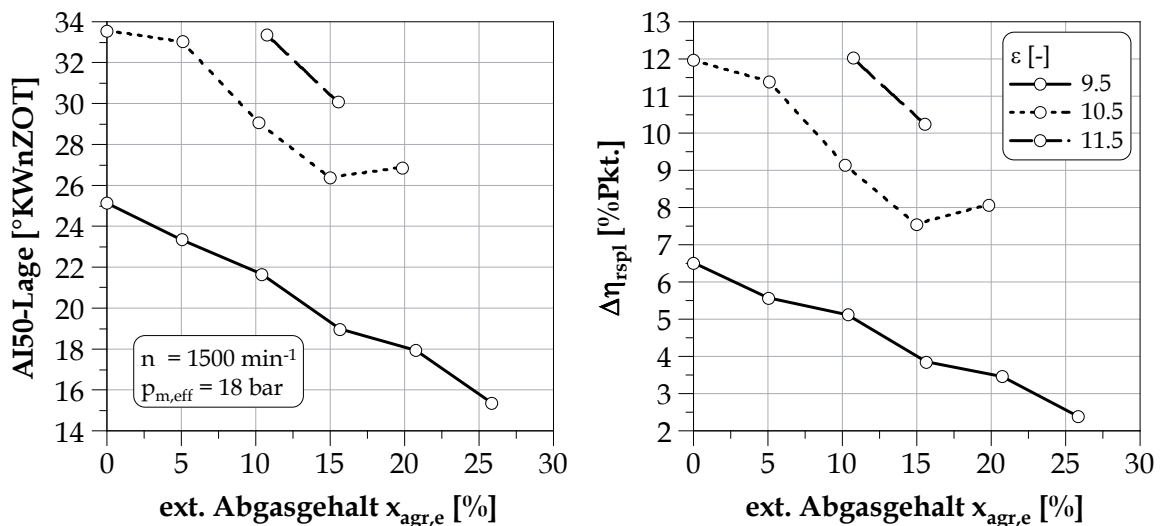


Abbildung 8.14: AI50-Lage und Verlust durch reale Schwerpunktlage für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 bei kleiner Drehzahl (Konfiguration: Basis, K IV und K V)

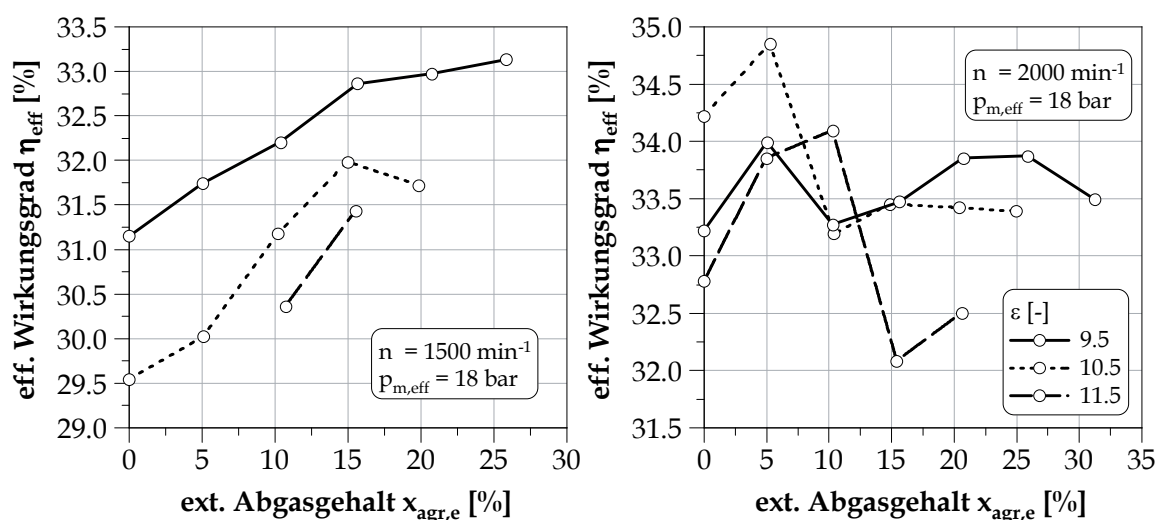


Abbildung 8.15: Effektiver Wirkungsgrad für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 bei kleinen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K IV und K V)

Wirkungsgrades deutlich überkompensiert. Die Schwerpunktlage der Verbrennung liegt beispielsweise bei dem Verdichtungsverhältnis von 10.5 zwischen 7 und 10 °KW später als bei der Basiskonfiguration. Dadurch ergibt sich ein um 3.5 bis 5.8 %Pkt. höherer Verlust durch reale Schwerpunktlage. Demgegenüber steigt der ideale Wirkungsgrad aber nur um 1.6 %Pkt. an. Durch die Zumischung von extern zurückgeführtem gekühlten Abgas kann auch hier ein positiver Einfluss auf die AI50-Lage ausgeübt werden. Es ist jedoch selbst bei dem maximal möglichen externen Abgasgehalt bei beiden Varianten des Verdichtungsverhältnisses das Ausgangsniveau der Basiskonfiguration nicht zu erreichen. Durch den Einsatz einer Ladungsverdünnung mit Abgas kann somit der Nachteil durch das höhere Verdichtungsverhältnis in der Voll-Last bei 1500 min⁻¹ nicht ausgeglichen werden. Die insgesamt schlechteren effektiven Wirkungsgrade zeigen sich auch an dem früheren Erreichen des maximalen externen Abgasgehaltes bei den höheren Verdichtungsverhältnissen. Hierbei ist die Bereitstellung der notwendigen Zylinderfüllung durch die Aufladeaggregate als Grenze zu nennen. Im Gegensatz dazu ist allerdings bei dem Verdichtungsverhältnis von 11.5 hervorzuheben, dass ohne eine Ladungsverdünnung mit Abgas ein effektiver Mitteldruck von 18 bar bei einer Drehzahl von 1500 min⁻¹ aufgrund einer zu starken Klopfbegrenzung nicht darstellbar wäre.

Mit einer steigenden Drehzahl verringert sich an dem Versuchsmotor das Auftreten einer klopfenden Verbrennung und damit der Einfluss des Verlustes durch reale Schwerpunktlage. Das Gefüge der Wirkungsgradkette verändert sich dadurch. Abbildung 8.15 stellt die effektiven Wirkungsgrade für die drei untersuchten Verdichtungsverhältnisse bei einem effektiven Mitteldruck von 18 bar für 1500 und 2000 min⁻¹ gegenüber. Während sich bei 1500 min⁻¹ ausnahmslos eine Verkleinerung des effektiven Wirkungsgrades einstellt, kann bei 2000 min⁻¹ in bestimmten Betriebspunkten eine Vergrößerung durch ein höheres Verdichtungsverhältnis erreicht werden. Für beide Drehzahlen gilt, dass sich im Vergleich zur

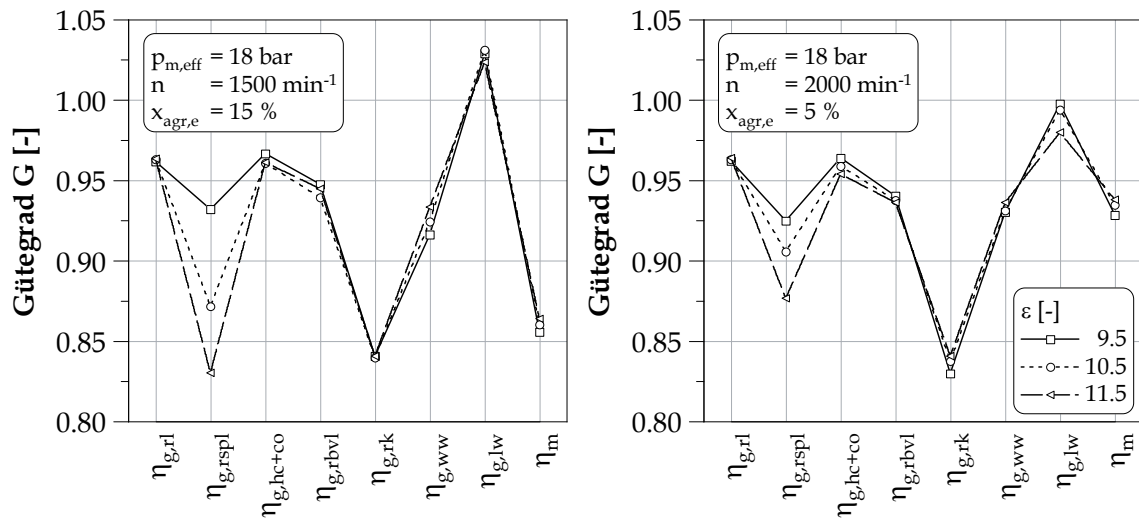


Abbildung 8.16: Gütegrade für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 bei kleinen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K IV und K V)

Basiskonfiguration ohne Ladungsverdünnung mit Abgas durch die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses in Kombination mit einer gekühlten externen Abgasrückführung ein Potenzial zur Steigerung des effektiven Wirkungsgrades ergibt. Auffällig ist in Abbildung 8.15 bei dem Betriebspunkt bei 2000 min^{-1} und 18 bar wiederum der Abfall des effektiven Wirkungsgrades durch das Zuschalten des Kompressors.

Bei dem Verdichtungsverhältnis von 11.5 tritt dieser Effekt erst bei einem externen Abgasgehalt von 15 % auf. Das ist damit zu erklären, dass die Schwerpunktlage der Verbrennung bei diesem Verdichtungsverhältnis später als bei den anderen beiden Varianten ist. Die Abgastemperatur und auch der -massenstrom sind dadurch höher, was die Aufladung durch den Abgasturbolader unterstützt. Sofern der Kompressor zugeschaltet werden muss, verstärkt sich die Wirkungsgradverschlechterung bei den höheren Verdichtungsverhältnissen im Vergleich zu der Basiskonfiguration. Auch das ist durch die späteren Schwerpunktlagen der Verbrennung und den damit verbundenen Nachteilen im Hochdruck-Wirkungsgrad zu erklären.

Eine vertiefende Betrachtung zu den Ursachen der Veränderungen des effektiven Wirkungsgrades erfolgt anhand der Gütegradketten in Abbildung 8.16. Zum Vergleich dienen bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1} die Punkte mit einem externen Abgasgehalt von 15 % und bei 2000 min^{-1} jene mit 5 %. Aus der Gegenüberstellung wird deutlich, dass auch bei 2000 min^{-1} der Verlust durch reale Schwerpunktlage analog zum Betriebspunkt bei 1500 min^{-1} immer noch für den hauptsächlichen Unterschied in der Wirkungsgradkette verantwortlich ist. Die Wirkungsgradminderung ist aber derart gering, dass sie durch die Vorteile im idealen Wirkungsgrad kompensiert werden kann. Ein Nachteil durch das höhere Verdichtungsverhältnis entsteht außerdem bei beiden Drehzahlen durch schlechtere Gütegrade durch reale HC- und CO-Emissionen. In den übrigen Verlustanteilen des Hochdruck-Prozesses sind jedoch keine weiteren eindeutigen Abhängigkeiten zu erkennen.

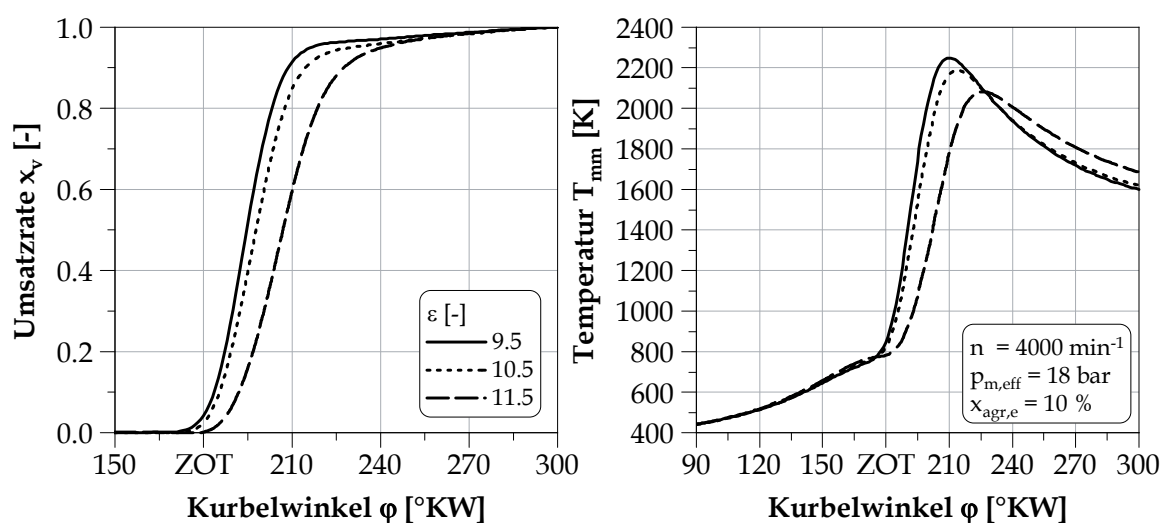


Abbildung 8.17: Umsatzraten und Massenmitteltemperaturen für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 (Konfiguration: Basis, K IV und K V)

Auf den mechanischen Wirkungsgrad besteht ein wesentlicher Einfluss in dem Absinken der Zylinderspitzen drücke durch die späten AI50-Lagen bei höheren Verdichtungsverhältnissen. Es folgt daraus eine Abnahme der Verluste durch Reibung. In dem Betriebspunkt bei 2000 min^{-1} mit einem Verdichtungsverhältnis von 10.5 ist hierdurch beispielsweise die Wirkungsgradsteigerung in dem Bereich zwischen einem externen Abgasgehalt von 0 und 5 % bei sonst ausgeglichenen Verlustanteilen im Hoch- und Niederdruck-Prozess zu erklären (vgl. Abbildung 8.15).

Bei hohen Drehzahlen ist neben der klopfenden Verbrennung auch die Abgastemperatur von Bedeutung. Zum grundsätzlichen Einfluss des Verdichtungsverhältnisses ist hierbei zu nennen, dass analog zur Wirkung auf die Verdichtung auch das Verhältnis von der Start- zur Endtemperatur in der Expansion ansteigt. Damit lässt sich unter der Randbedingung gleicher Temperaturen im OT die Abgastemperatur verringern. Muss aber die Schwerpunkt-lage der Verbrennung durch das höhere Verdichtungsverhältnis in die Richtung später AI50-Lagen verschoben werden, hat das wiederum einen negativen Einfluss auf die Abgastemperatur. Abbildung 8.17 zeigt dazu die Gegenüberstellung der Verläufe der Umsatzraten und Massenmitteltemperaturen für den Betriebspunkt bei 4000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 18 bar für die drei untersuchten Verdichtungsverhältnisse. Anhand der Umsatzraten ist zu erkennen, dass die Wärmefreisetzung mit einem steigenden Verdichtungsverhältnis zunehmend später erfolgt. Dadurch ist die Massenmitteltemperatur am Ende der Verbrennung höher, was gleichermaßen als Indiz für die Abgastemperatur gesehen werden kann. Bei hohen Drehzahlen kann das Auftreten einer klopfenden Verbrennung somit nicht nur eine negative Auswirkung auf den Verlust durch reale Schwerpunktlage, sondern gleichzeitig auf den Verlust durch reale HC- und CO-Emissionen durch die Notwendigkeit eines unterstöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnisses besitzen.

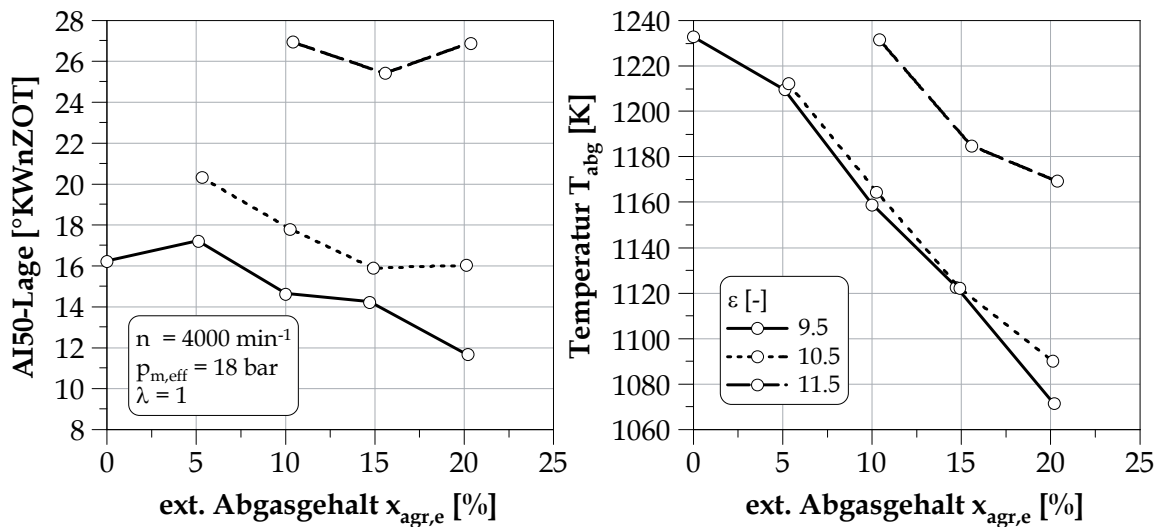


Abbildung 8.18: AI50-Lage und Abgastemperatur für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 bei stöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis (Konfiguration: Basis, K IV und K V)

Die Auswirkungen einer Anfettung auf den effektiven Wirkungsgrad wurden bereits in Abschnitt 6.4 diskutiert. Sollen diese vermieden werden, schränkt sich der Betriebsbereich des Motors mit einem zunehmenden Verdichtungsverhältnis auf höhere externe Abgasgehalte ein. Abbildung 8.18 zeigt das exemplarisch für den Betriebspunkt bei 4000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 18 bar. Hierin liegt bei allen Punkten ein stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis vor. In der Schrittweite der Messung von 5 %Pkt. wird ab einem externen Abgasgehalt von 5 % bei einem Verdichtungsverhältnis von 10.5 und 10 % bei 11.5 die maximal zulässige Abgastemperatur unterschritten. Durch eine weitere Anreicherung der Verbrennungsluft mit extern zurückgeführtem gekühlten Abgas lässt sich in der Folge die Abgastemperatur weiter verringern.

Auf die Schwerpunktlage der Verbrennung hat ein zunehmender externer Abgasgehalt ebenfalls eine positive Wirkung. Auch das senkt wie beschrieben die Abgastemperatur. Auffällig ist, dass bei 4000 min^{-1} die AI50-Lage bei einem Verdichtungsverhältnis von 10.5 nur unwesentlich schlechter als bei der Basiskonfiguration ist. Das Verdichtungsverhältnis von 11.5 ist hingegen deutlich stärker durch eine klopfende Verbrennung begrenzt. Bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1} ist das anders (vgl. Abbildung 8.14). Dort weisen sowohl das Verdichtungsverhältnis von 10.5 als auch das von 11.5 eine erheblich schlechtere AI50-Lage im Vergleich zur Basiskonfiguration auf. Bezüglich des Klopfverhaltens können somit keine allgemeingültigen Aussagen für den gesamten Drehzahlbereich getroffen werden.

Aus den bisher erläuterten Faktoren lassen sich direkte Schlussfolgerungen auf den effektiven Wirkungsgrad ableiten. Abbildung 8.19 zeigt jenen für die Betriebspunkte bei einem effektiven Mitteldruck von 18 bar und 4000 sowie 5000 min^{-1} . Bei einer Drehzahl von 4000 min^{-1} liegen die Graphen der Verdichtungsverhältnisse von 9.5 und 10.5 auf ähnli-

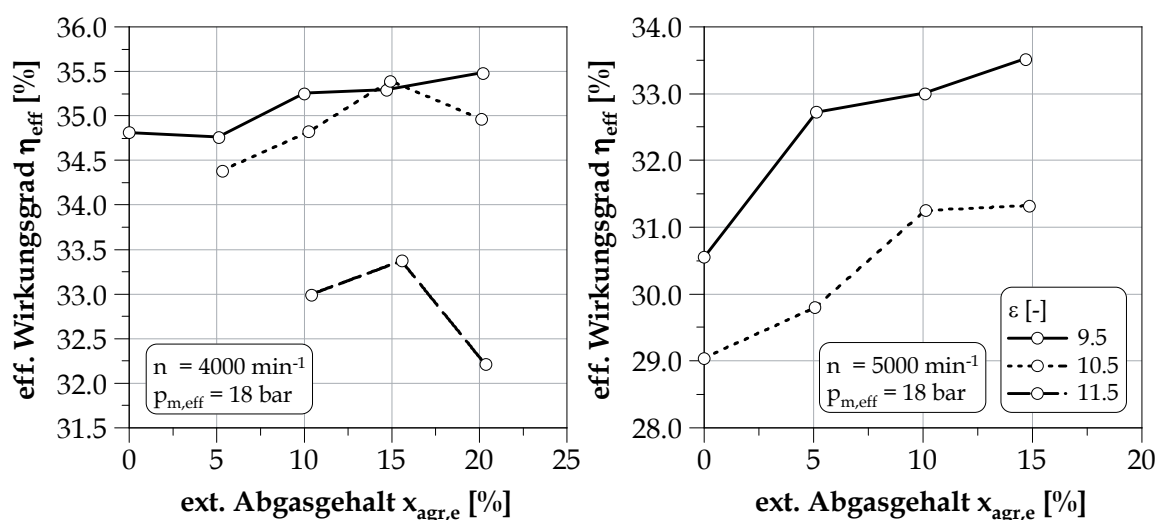


Abbildung 8.19: Effektiver Wirkungsgrad für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K IV und K V)

chem Niveau. Die geringfügig höheren Verluste durch reale Schwerpunktlage können hier größtenteils durch den besseren idealen Wirkungsgrad ausgeglichen werden. Das ist auch anhand von Abbildung 8.20 ersichtlich, die begleitend zu Abbildung 8.19 die Gütegradketten der Punkte mit einem externen Abgasgehalt von 15 % für beide Drehzahlen enthält. Bei dem Verdichtungsverhältnis von 11.5 ist bei 4000 min⁻¹ der Verlust durch reale Schwerpunktlage deutlich größer als der Gewinn durch den besseren idealen Wirkungsgrad. Hierbei ist in der Summe der effektive Wirkungsgrad gegenüber der Basiskonfiguration um 2.0 bis 3.2 %Pkt. niedriger.

Bei 5000 min⁻¹ sind lediglich zwei von drei untersuchten Verdichtungsverhältnissen ab-

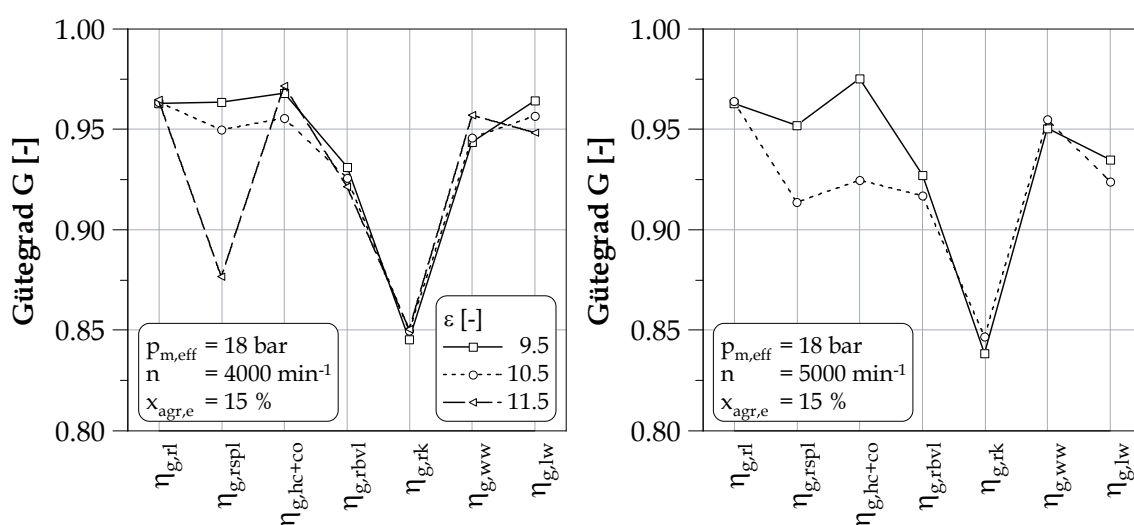


Abbildung 8.20: Gütegrade für Verdichtungsverhältnisse von 9.5, 10.5 und 11.5 bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K IV und K V)

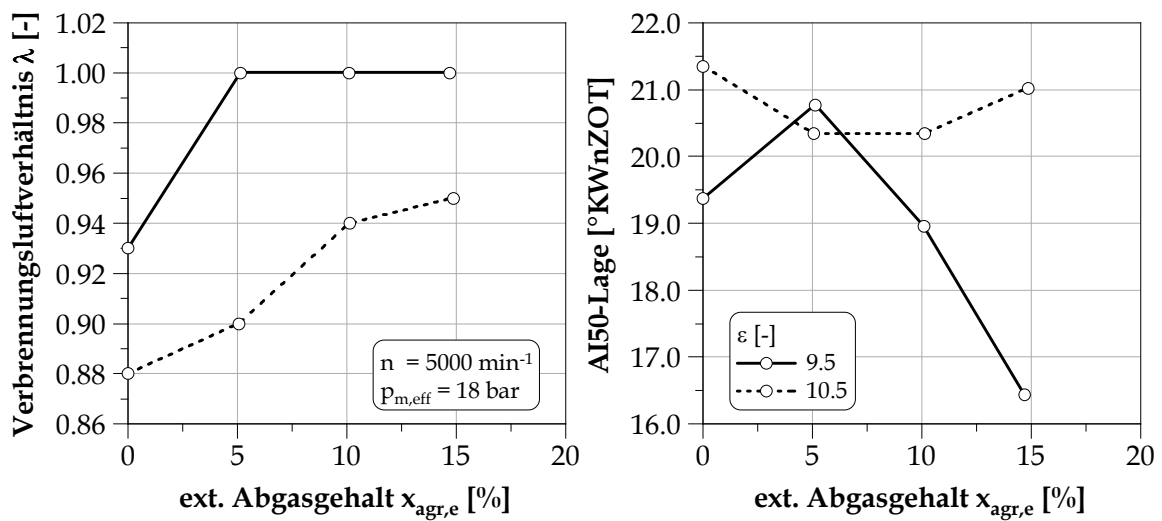


Abbildung 8.21: Verbrennungsluftverhältnis und AI50-Lage für Verdichtungsverhältnisse von 9.5 und 10.5 bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K IV und K V)

gebildet. Ein Betrieb des Versuchsmotors mit einem Verdichtungsverhältnis von 11.5 ist in diesem Lastpunkt nicht möglich. Die Ursache dafür liegt in einer starken Begrenzung durch das Auftreten einer klopfenden Verbrennung. Die sehr späte AI50-Lage in Kombination mit einer hohen Drehzahl führt außerdem zu sehr hohen Abgastemperaturen, denen mit einem unterstöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis entgegengewirkt werden muss. Bereits bei einem Verdichtungsverhältnis von 10.5 ist es bei dem maximalen externen Abgasgehalt nicht mehr möglich, ein stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis einzustellen. Bei einem Verdichtungsverhältnis von 9.5 ist das im Vergleich dazu ab einem externen Abgasgehalt von 5 % erreichbar. Abbildung 8.21 zeigt die Graphen hierzu.

Weiterhin sind in Abbildung 8.21 die Werte für die AI50-Lagen enthalten. Die Schwerpunktlagen der Verbrennung weisen insgesamt Nachteile für das Verdichtungsverhältnis von 10.5 gegenüber dem von 9.5 auf. Durch die gekühlte externe Abgasrückführung lässt sich zwar das Verbrennungsluftverhältnis bei dem Verdichtungsverhältnis von 10.5 anheben, die Schwerpunktlage der Verbrennung bleibt dadurch aber auf einem konstanten Niveau. Ein stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis kann hierbei nicht erreicht werden.

Gesamtheitlich betrachtet ergeben sich in der Voll-Last durch eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses nur geringe Vorteile bezüglich des effektiven Wirkungsgrades. In der Mehrzahl sind Nachteile damit verbunden. Die Verbesserungen des effektiven Wirkungsgrades durch eine Ladungsverdünnung mit extern zurückgeführtem gekühlten Abgas können jedoch auch bei höheren Verdichtungsverhältnissen beobachtet werden. Im Vergleich zu der Ausgangsbasis ohne eine Ladungsverdünnung lassen sich dadurch sogar Steigerungen des effektiven Wirkungsgrades erzielen. Die beste Effizienz des Brennverfahrens erschließt sich allerdings, den Betriebspunkt bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mittel- druck von 18 bar ausgenommen, bei dem kleinsten Verdichtungsverhältnis in Kombination

mit einer externen Abgasrückführung. Somit ist die Wahl des Verdichtungsverhältnisses bei einem ladungsverdünnten Brennverfahren davon beeinflusst, ob primär in der Teillast oder in der Voll-Last Wirkungsgradpotenziale erzielt werden sollen. Liegt der Fokus auf der Voll-Last, so ist für eine Ladungsverdünnung mit extern zurückgeführtem gekühlten Abgas eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses nicht sinnvoll.

8.2.2 Ladungsbewegung

Eine schnellere Energiefreisetzung durch eine intensivere Ladungsbewegung ist auch in der Voll-Last von Nutzen. Zunächst führt eine höhere Brenngeschwindigkeit zwar zu einem Ansteigen der Temperaturen und Drücke im Brennraum, woraus eine stärkere Klopfneigung resultiert. Der Theorie nach geht die klopfende Verbrennung allerdings von einer Selbstentzündung des unverbrannten Gemisches aus. Werden die sogenannten Endgaszonen durch die Flammenfront schneller erreicht, kann es nicht mehr zu einer Selbstentzündung kommen. Durch diesen Effekt lässt sich das Auftreten einer klopfenden Verbrennung verringern und die AI50-Lage in die Richtung der wirkungsgradoptimalen Schwerpunktlage der Verbrennung verschieben.

Anhand der AI50-Lagen für die drei untersuchten Einlasskanalvarianten bei 1500 min^{-1} und 18 bar lässt sich die positive Wirkung der intensiveren Ladungsbewegung auf die Vermeidung einer klopfenden Verbrennung bestätigen. Ein direkter Zusammenhang zwischen der mit dem FEV-Tumble-Meßverfahren bestimmten Tumblezahl und der Verbesserung der AI50-Lage besteht jedoch auch hier nicht. Die Einlasskanalvariante 2 besitzt trotz kleinerer Tumblezahlen Vorteile gegenüber der Einlasskanalvariante 3. Außerdem ist bei der Einlasskanalvariante 3 der maximal darstellbare externe Abgasgehalt um 5 %Pkt. geringer.

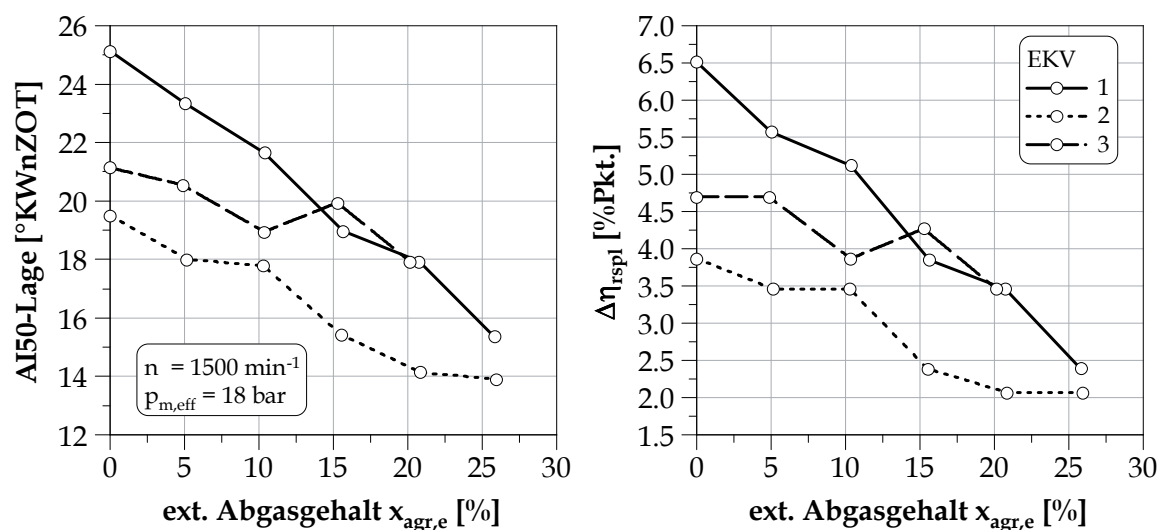


Abbildung 8.22: AI50-Lage und Verlust durch reale Schwerpunktlage für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei kleiner Drehzahl (Konfiguration: Basis, K I und K II)

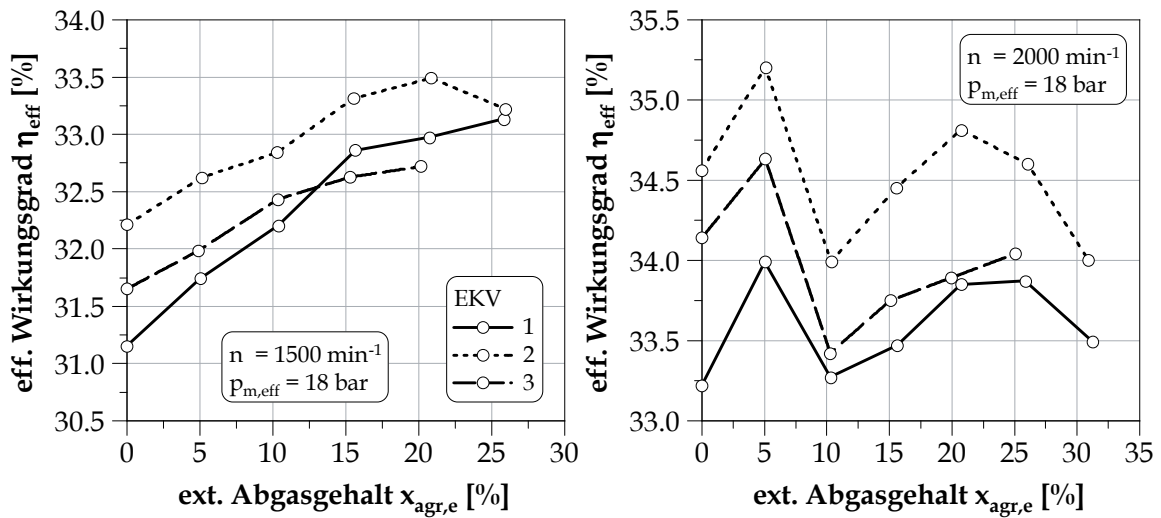


Abbildung 8.23: Effektiver Wirkungsgrad für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei kleinen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K I und K II)

Weiterhin ist zu erkennen, dass mit einem steigenden externen Abgasgehalt und einer zunehmend früheren AI50-Lage die Möglichkeit zur Beeinflussung der AI50-Lage abnimmt. Damit sinkt auch das Potenzial zur Verringerung der Verluste durch reale Schwerpunktlage ab.

Trotzdem resultiert aus der Steigerung der Intensität der Ladungsbewegung insgesamt ein positiver Einfluss auf den effektiven Wirkungsgrad, den Abbildung 8.23 für einen effektiven Mitteldruck von 18 bar bei 1500 sowie 2000 min^{-1} zeigt. Lediglich bei der Einlasskanalvariante 3 ergeben sich in dem Betriebspunkt bei 1500 min^{-1} und 18 bar sowie einem externen Abgasgehalt von 15 und 20 % Nachteile. Sie sind auf eine schlechtere AI50-Lage zurückzuführen und können als Ausreißer der Messreihe gewertet werden (vgl. Abbildung 8.22). Bezüglich der Wirkungsgradgewinne lässt sich das gleiche Verhalten der Einlasskanalvarianten wie bei der Wirkung auf die reale Schwerpunktlage der Verbrennung erkennen. Sowohl bei 1500 als auch bei 2000 min^{-1} ist die Einlasskanalvariante 2 durch das höchste Potenzial zur Wirkungsgradsteigerung gekennzeichnet. Außerdem ist auch hier in dem Betriebspunkt bei 2000 min^{-1} und 18 bar das Zuschalten des Kompressors anhand des starken Absinkens der effektiven Wirkungsgrade bei externen Abgasgehalten von $\geq 10\%$ zu erkennen.

Mit Hilfe der Gütegradketten aus Abbildung 8.24 wird ersichtlich, dass die Einlasskanalvariante 2 bei beiden Drehzahlen die besten Gütegrade durch reale Schwerpunktlage aufweist. Hieraus ergibt sich auch, wie einleitend beschrieben, das hauptsächliche Wirkungsgradpotenzial der intensiveren Ladungsbewegung. Der einzige Nachteil entsteht durch größere Wandwärmeverluste. Sie sind eine Folge der höheren Drücke und Temperaturen während der Verbrennung. Bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} zeigen sich weiterhin ein vollständigeres Umsetzen der eingespritzten Kraftstoffmenge sowie bessere Gütegrade durch realen Brennverlauf. Letzteres bestätigt die theoretischen Ausführungen bezüglich

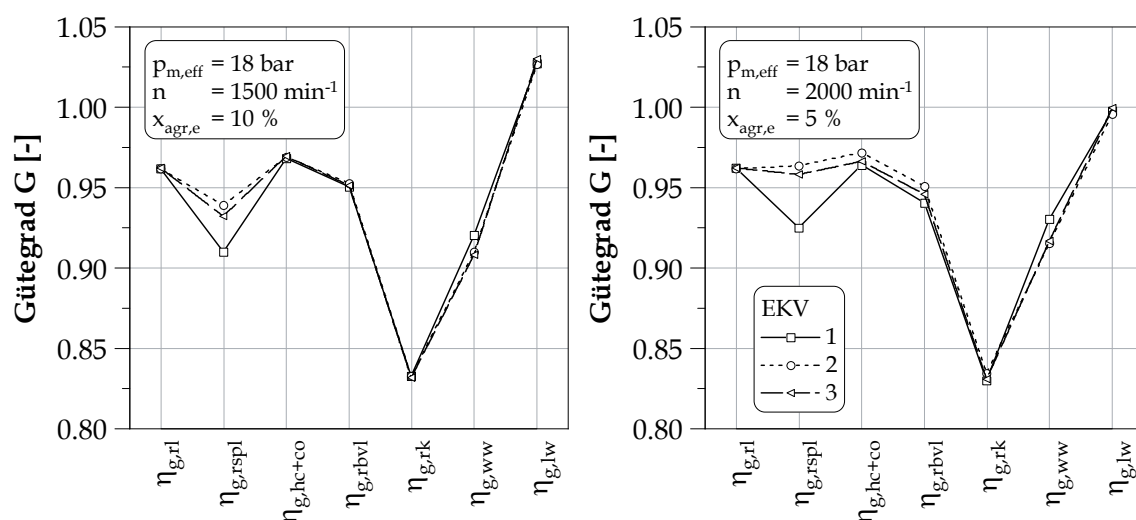


Abbildung 8.24: Gütegrade für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei geringen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K I und K II)

der höheren Brenngeschwindigkeit und deren Auswirkung auf eine klopfende Verbrennung. Bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1} ist dieser Effekt dagegen bei dem dargestellten externen Abgasgehalt von 10 % nicht so stark ausgeprägt. Dem folgt allerdings auch ein geringerer Gewinn des Gütegrades durch reale Schwerpunktlage. Da die Verbrennung bei den Einlasskanalvarianten 2 und 3 dennoch früher stattfindet, sind auch hier die Flammenwege durch das kleinere Brennraumvolumen kürzer und die Endgaszonen werden schneller erreicht. Ohne eine explizite Steigerung der Brenngeschwindigkeit deutet das auch auf eine anders geartete räumliche Entwicklung der Flammenfront sowie einen besseren Homogenisierungsgrad des Gemisches hin. Beides sind ebenfalls Folgen einer modifizierten Ladungsbewegung mit positiven Auswirkungen auf die Vermeidung einer klopfenden Verbrennung.

Mit Abbildung 8.25, welche die effektiven Wirkungsgrade für einen effektiven Mitteldruck von 18 bar bei 4000 und 5000 min^{-1} enthält, bestätigt sich ein Drehzahleinfluss auf die Wirkung der Einlasskanalvarianten. Mit einer zunehmenden Drehzahl weist die Einlasskanalvariante 3 ein wachsendes Potenzial zur Wirkungsgradsteigerung auf. Bei einer Drehzahl von 5000 min^{-1} ist es durch eine schnelle Umsetzung des eingebrachten Kraftstoffes sowie eine geringere Klopfbegrenzung sogar möglich, bei allen externen Abgasgehalten auf eine Anfettung zur Einhaltung der maximalen Abgastemperatur zu verzichten. Dementsprechend treten bei einem externen Abgasgehalt von 0 % die größten Unterschiede im effektiven Wirkungsgrad auf. Allerdings vermindert sich hierdurch auch das Potenzial zur Wirkungsgradsteigerung durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas. Analog zu dem Betriebspunkt bei 4000 min^{-1} sind nur noch die Verluste durch reale Schwerpunktlage und reale Kalorik als positiv wirkende Einflüsse vorhanden (vgl. Abschnitt 6.4).

Entgegen der Verbesserung der Einlasskanalvariante 3 ist bei der Einlasskanalvariante 2 eine Verschlechterung mit einer zunehmenden Drehzahl zu verzeichnen. Bei 5000 min^{-1}

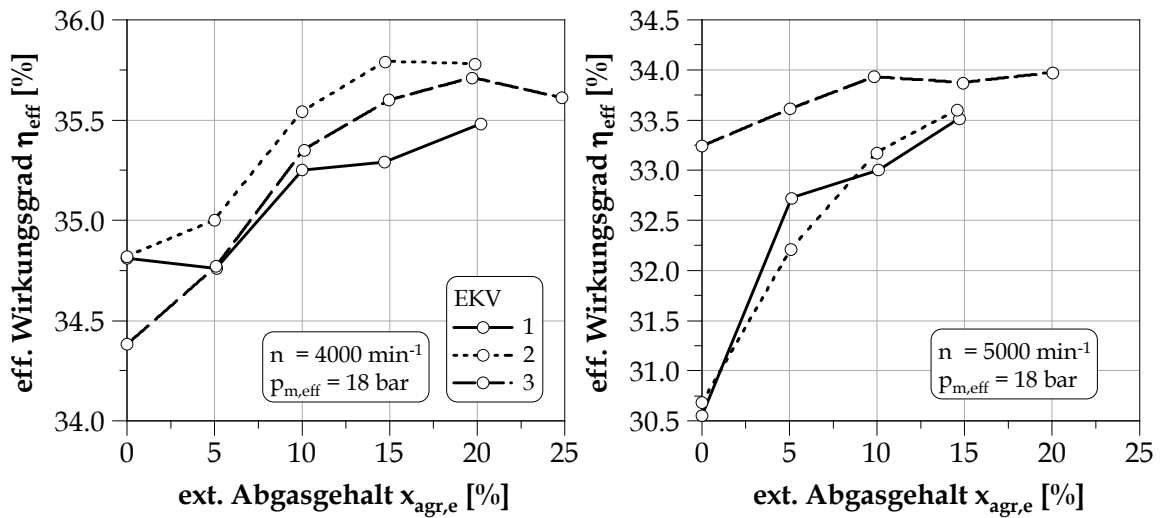


Abbildung 8.25: Effektiver Wirkungsgrad für die Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K I und K II)

gibt es keine Unterschiede zu der Basiskonfiguration mehr. Eine direkte Schlussfolgerung aus der Intensität der Ladungsbewegung, ausgedrückt durch die Tumblezahl (FEV-Tumble-Meßverfahren), auf die Effizienz des Brennverfahrens kann damit nicht undifferenziert gezogen werden. Zum einen spielen mit der Drehzahl und der Last veränderliche Strömungsbedingungen im Einlasskanal sowie Gemischbildungsvorgänge im Zylinder bei einer Saughubeinspritzung eine Rolle. Zum anderen sind die Verschiebungen innerhalb der gesamten Wirkungsgradkette zu betrachten.

Abbildung 8.26 zeigt hierzu die Gütegrade des Hoch- und Niederdruck-Prozesses bei einem externen Abgasgehalt von 15 %. Darin ist zu erkennen, dass bei hohen Drehzahlen die Verluste durch reale Schwerpunktlage an Stellenwert verlieren, wohingegen die Verluste durch realen Brennverlauf in den Vordergrund treten. Hierbei weist die Einlasskanalvariante 3 durch eine schnellere Energiefreisetzung Vorteile auf. Generell besitzt die hohe Brenngeschwindigkeit auch bei einem stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis auf die Verluste durch reale HC- und CO-Emissionen eine positive Wirkung. Dagegen ist bezüglich der Ladungswechselverluste nur eine geringfügige Verschlechterung der Gütegrade zu verzeichnen. Das ist vor dem Hintergrund relevant, dass die Einlasskanalvarianten 2 und 3 durch wesentlich schlechtere Durchflussbeiwerte gegenüber der Einlasskanalvariante 1 gekennzeichnet sind (vgl. Abbildung 3.3). Im Vergleich zu dem gesamten Verbesserungspotenzial sind die höheren Ladungswechselverluste zu vernachlässigen.

Aus den Untersuchungen zur Intensität der Ladungsbewegung kann geschlussfolgert werden, dass sich dieser Einflussfaktor sowohl in der Teillast als auch in der Voll-Last als vorteilhaft für den effektiven Wirkungsgrad herausstellt. In der Voll-Last bei geringen Drehzahlen besteht ein Potenzial zur Wirkungsgradsteigerung von bis zu 1.3 %Pkt. Es beruht hauptsächlich auf geringeren Verlusten durch reale Schwerpunktlage. Bei hohen Drehzahlen beträgt das Wirkungsgradpotenzial bis zu 2.7 %Pkt. und basiert neben den

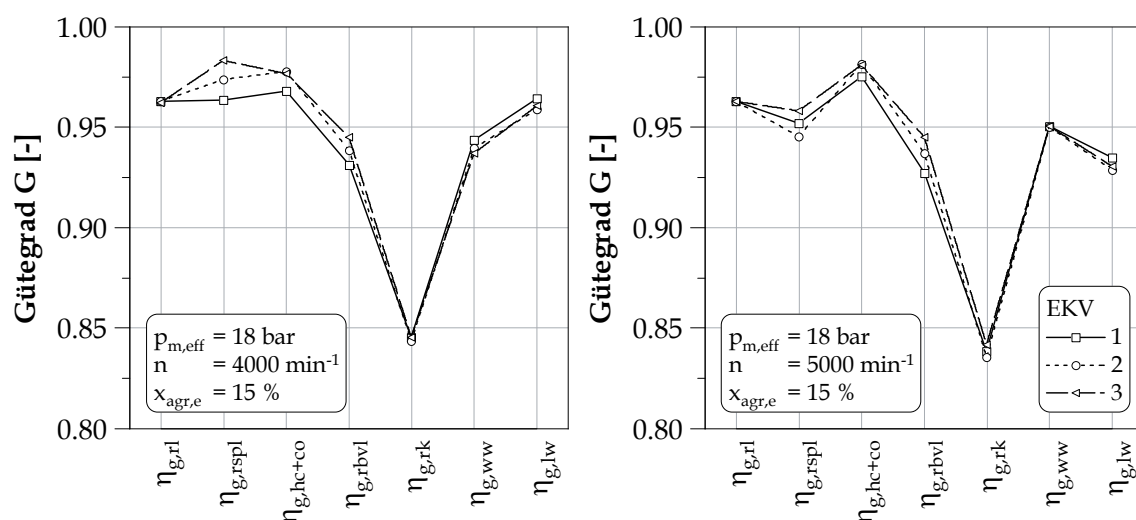


Abbildung 8.26: Gütegrade für Einlasskanalvarianten 1, 2 und 3 bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis, K I und K II)

Verlusten durch reale Schwerpunktlage zusätzlich auf den Verlusten durch realen Brennverlauf und reale HC- und CO-Emissionen. Auch bei einer Ladungsverdünnung mit extern zurückgeführtem gekühlten Abgas bleiben die Potenziale größtenteils erhalten. Eine Steigerung der Intensität der Ladungsbewegung wirkt demzufolge gleichermaßen positiv auf ein ladungsverdünntes und auch auf ein unverdünntes Brennverfahren.

8.2.3 Kühlmitteltemperatur

Der in der Teillast positiv wirkende Einflussfaktor der Kühlmitteltemperatur ist in der Voll-Last kritisch zu bewerten. Die höheren Temperaturen der Brennraumwände führen gleichermaßen zu einem Anstieg der Gastemperaturen, sodass es insbesondere in der Wandnähe zu einer lokalen Aufheizung des Gemisches kommen kann. Da von diesen Endgasbereichen die klopfende Verbrennung ausgeht, resultiert hieraus ein negativer Einfluss auf die Schwerpunktlage der Verbrennung.

Anhand von Abbildung 8.27, welche den effektiven Wirkungsgrad für einen effektiven Mitteldruck von 18 bar bei 1500 sowie 2000 min^{-1} enthält, bestätigt sich die nachteilige Wirkung einer höheren Kühlmitteltemperatur auf die Effizienz des Brennverfahrens in der Voll-Last. Bei beiden Drehzahlen kommt es jedoch mit einem zunehmenden externen Abgasgehalt zu einer Annäherung der Graphen für die unterschiedlichen Kühlmitteltemperaturen. Der Betriebspunkt bei 1500 min^{-1} ist wiederum in allen Messpunkten mit der zweistufigen Aufladung aus Kompressor und Abgasturbolader betrieben. Bei 2000 min^{-1} ist der Kompressor lediglich bei einem externen Abgasgehalt von $\geq 10 \%$ zugeschaltet.

Die Ursachen für die Kompensation der Nachteile des effektiven Wirkungsgrades mit einem zunehmenden externen Abgasgehalt sollen mittels Abbildung 8.28 erörtert werden. Sie zeigt die Gütegradketten für einen effektiven Mitteldruck von 18 bar bei 1500 min^{-1}

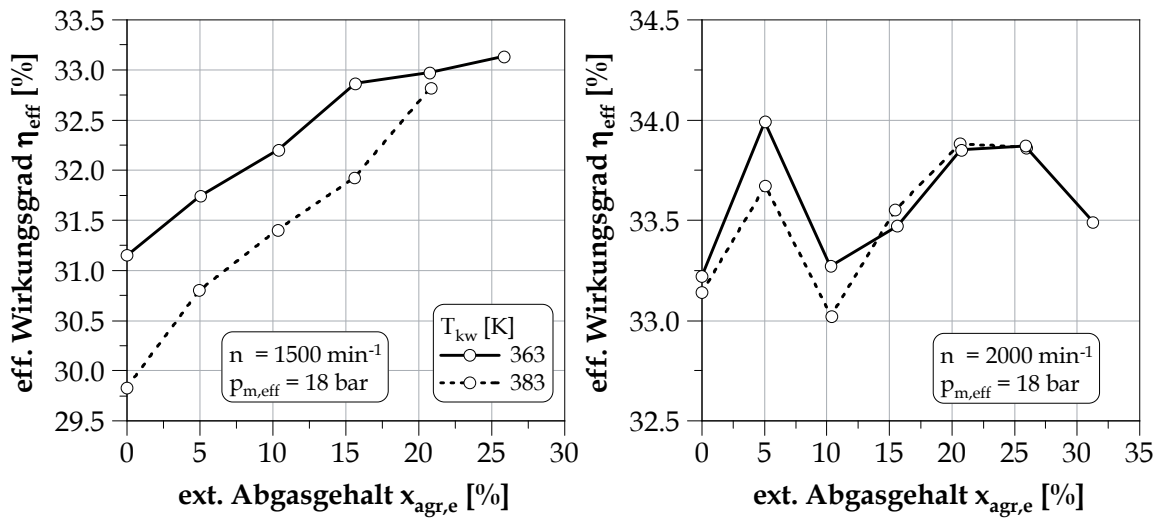


Abbildung 8.27: Effektiver Wirkungsgrad für unterschiedliche Kühlmitteltemperaturen bei geringen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)

und zwei verschiedene externe Abgasgehalte. Bei einem externen Abgasgehalt von 10 % treten bei der höheren Kühlmitteltemperatur größere Verluste durch reale Schwerpunktlage auf. Sie sind für den überwiegenden Teil der Differenz der effektiven Wirkungsgrade in Höhe von 0.8 %Pkt. verantwortlich. Der in der Teillast maßgebliche Einflussfaktor der geringeren Verluste durch Reibung kann an diesem Betriebspunkt nicht beobachtet werden. Die mechanischen Wirkungsgrade unterscheiden sich kaum voneinander. Analog zur Teillast ist jedoch auch hier eine Beeinflussung des Wandwärmeüberganges nur in einem sehr kleinen Umfang möglich. Alle übrigen Unterschiede zwischen den Gütegraden sind sehr gering und aus diesem Grund vernachlässigbar.

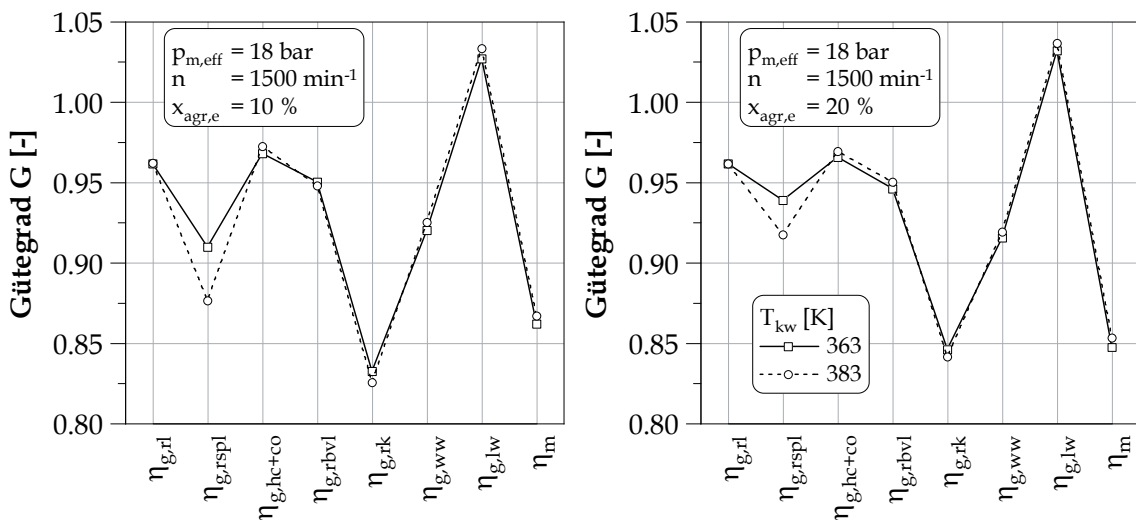


Abbildung 8.28: Gütegradketten ausgewählter Punkte für unterschiedliche Kühlmitteltemperaturen (Konfiguration: Basis)

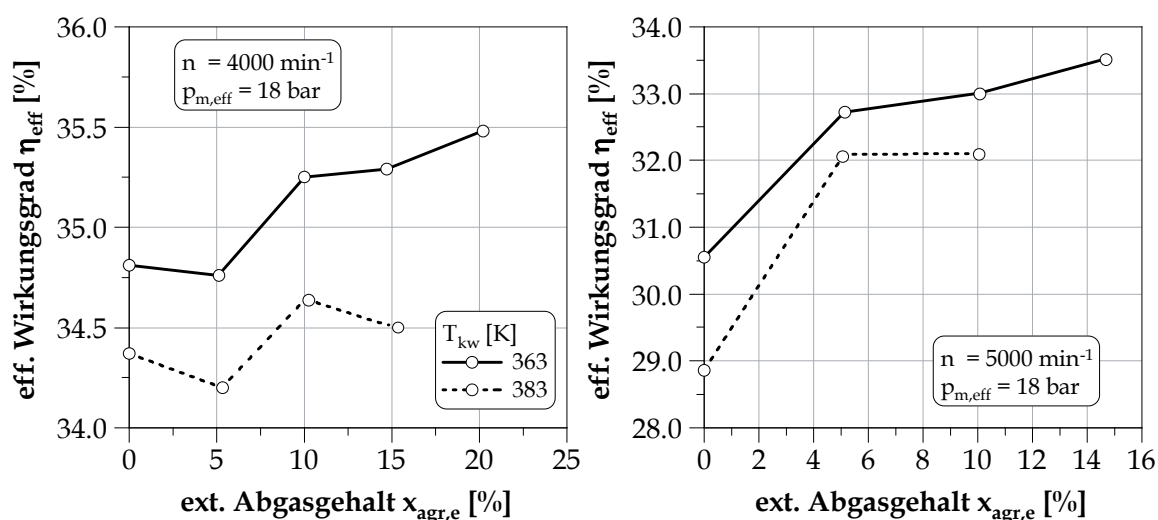


Abbildung 8.29: Effektiver Wirkungsgrad für unterschiedliche Kühlmitteltemperaturen bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)

Bei einem externen Abgasgehalt von 20 % verringert sich die Bedeutung des Verlustes durch reale Schwerpunktlage innerhalb der gesamten Wirkungsgradkette. Die geringere Diskrepanz zwischen diesen beiden Gütegraden kann durch die Summe kleiner Verbesserungen in der Mehrzahl der übrigen Gütegrade insgesamt annähernd ausgeglichen werden. Da der Verlust durch reale Schwerpunktlage bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} bereits bei dem unverdünnten Ausgangspunkt einen kleineren Stellenwert besitzt, wird dieser Zustand schon bei geringeren externen Abgasgehalten erreicht. Daraus erklären sich die kleineren Differenzen in Abbildung 8.27 für den Betriebspunkt mit einem effektiven Mitteldruck von 18 bar und 2000 min^{-1} .

Bei hohen Drehzahlen verstärken sich demgegenüber die Nachteile durch eine schlechtere Schwerpunktlage. Wie bereits bei dem Einflussfaktor des Verdichtungsverhältnisses aufgezeigt, kommt es hierbei gleichzeitig zu einer Erhöhung der Abgastemperatur. Das kann die Einstellung eines unterstöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnisses notwendig machen, woraus wiederum höhere Verluste durch reale HC- und CO-Emissionen resultieren. Abbildung 8.29 zeigt dazu die effektiven Wirkungsgrade für 4000 min^{-1} und 5000 min^{-1} bei einem effektiven Mitteldruck von 18 bar. In dem Punkt bei 5000 min^{-1} und einem externen Abgasgehalt von 0 %, in dem bereits bei einer Kühlmitteltemperatur von 363 K angefettet werden muss, sind aus diesem Grund mit 1.7 %Pkt. die höchsten Einbußen im effektiven Wirkungsgrad zu verzeichnen. In den übrigen Punkten stellen sich mit 0.4 bis 0.8 %Pkt. etwas geringere Verluste ein. Durch die Zumischung von extern zurückgeführtem gekühlten Abgas kann im Unterschied zu den geringen Drehzahlen die Differenz der effektiven Wirkungsgrade nicht kompensiert werden. Insgesamt ist der maximale externe Abgasgehalt auch um 5 %Pkt. kleiner. Das gilt sowohl für den Bereich der niedrigen als auch der hohen Drehzahlen.

Das Resultat aus einer Erhöhung der Kühlmitteltemperatur in der Voll-Last ist somit

insgesamt als negativ zu bewerten. Zwar gelingt es in einigen Betriebspunkten durch die externe Abgasrückführung die Nachteile teilweise oder vollständig zu neutralisieren, speziell bei hohen Drehzahlen überwiegen jedoch die Wirkungsgradverluste. Insbesondere der kleinere Anteil der Verluste durch Reibung an der Wirkungsgradkette in der Voll-Last ist hierbei zu nennen. Dieser in der Teillast als maßgeblicher Faktor für die Steigerung des effektiven Wirkungsgrades durch eine Erhöhung der Kühlmitteltemperatur identifizierte Einfluss besitzt bei einer hohen Last kaum eine Wirkung.

8.3 Schlussfolgerungen

Im folgenden Abschnitt werden die Erkenntnisse des Diskurses zur Motorkonfiguration bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas für die untere und mittlere Teillast sowie die Voll-Last zusammengefasst. Die Schlussfolgerungen basieren hierbei auf den Kriterien effektiver Wirkungsgrad, Laufruhe des Motors und dem thermodynamischen Potenzial des Einflussfaktors. Damit lässt sich die optimale Konfiguration für ein abgasverdünntes Brennverfahren ableiten.

Die Strategie zur Abgasrückführung ist hauptsächlich durch die Last des Motors bestimmt. Signifikante Veränderungen können durch die untersuchten Einflussfaktoren nicht erreicht werden. Lediglich auf die genauen Mischungsverhältnisse aus internem und externem Abgasgehalt in spezifischen Lastbereichen bestehen Auswirkungen. Es gilt allgemein: Je höher die Last ist, desto größer sollte der Anteil des extern zurückgeführten gekühlten Abgasgehaltes sein. In dem Betriebspunkt in der unteren Teillast bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar zeigt sich die interne Abgasrückführung als die wirkungsvollste Methode zur Wirkungsgradsteigerung durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas. In diesem Lastpunkt ist die Zumischung von extern zurückgeführtem gekühlten Abgas zur Zylinderfüllung zu vermeiden. In der mittleren Teillast bei 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 6 bar verändert sich diese Tendenz. Dort ist eine Mischung aus internem und externem Abgasgehalt am günstigsten. Das optimale Verhältnis aus beiden Abgasgehalten ist dabei von der Motorkonfiguration abhängig. Bei dem Versuchsmotor finden sich die maximalen effektiven Wirkungsgrade jeweils bei dem maximal darstellbaren internen Abgasgehalt und einem externen Abgasgehalt zwischen 15 und 20 %.

In der Voll-Last erweist sich die gekühlte externe Abgasrückführung als die beste Methode zur Verringerung der lastspezifischen Verluste. Dabei ist jeweils der größtmögliche externe Abgasgehalt für den maximalen effektiven Wirkungsgrad einzustellen. Als einzige Ausnahme von dieser Regel sind die Betriebspunkte anzusehen, bei denen ab einem bestimmten externen Abgasgehalt bei dem Versuchsmotor die mechanische Aufladung zur Aufrechterhaltung des effektiven Mitteldruckes zugeschaltet werden muss. Aufgrund dessen kann es zu starken Einbußen des effektiven Wirkungsgrades kommen, die nicht mehr durch die Zumischung von extern zurückgeführtem gekühlten Abgas ausgeglichen werden können.

Das Verdichtungsverhältnis als ein wichtiger Auslegungsparameter des Motors ist ebenfalls stark von der Last des Motors abhängig. In der Teillast sind auch bei einem mit Abgas verdünnten Brennverfahren möglichst hohe Verdichtungsverhältnisse anzustreben. In der Voll-Last entstehen hierdurch jedoch Nachteile. Dieser bereits von unverdünnten Brennverfahren bekannte Zusammenhang kann durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas nicht aufgelöst werden. An dem Versuchsmotor zeigt sich das Verdichtungsverhältnis von 10.5 als der beste Kompromiss zwischen der Teillast und der Voll-Last. In der Teillast entstehen hieraus sowohl Wirkungsgradpotenziale als auch eine Ausweitung der Toleranz gegenüber einer Ladungsverdünnung mit Abgas. In der Voll-Last ist zwar mit Defiziten durch eine erhöhte Klopfneigung zu rechnen, insgesamt resultieren innerhalb eines ladungsverdünnten Brennverfahrens im Vergleich zur Basiskonfiguration des Motors ohne eine Ladungsverdünnung daraus trotzdem Wirkungsgradgewinne.

Die Steigerung der Intensität der Ladungsbewegung ist der einzige untersuchte Einflussfaktor, der sowohl in der Voll-Last als auch der Teillast positiv auf den effektiven Wirkungsgrad wirkt. Es entstehen dabei in der Voll-Last jedoch keine speziellen Vorteile für ein ladungsverdünntes Brennverfahren. Auch ohne eine Ladungsverdünnung profitiert die Effizienz des Brennverfahrens von einer höheren Intensität der Ladungsbewegung gleichermaßen. Demgegenüber ergeben sich in der Teillast durch die Kombination aus der Ladungsverdünnung mit Abgas und einer stärkeren Intensität der Ladungsbewegung spezifische Wirkungsgradsteigerungen. Eine weitere Erkenntnis der Untersuchungen zur Ladungsbewegung ist, dass anhand der mit dem FEV-Tumble-Meßverfahren bestimmten Tumblezahl keine direkten Schlüsse auf die Wirkungsgradgewinne gezogen werden können. Die Steigerung der Brenngeschwindigkeit durch eine höhere Tumblezahl konnte jedoch bestätigt werden. Daraus erwachsen insbesondere bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas in der Teillast und der Voll-Last bei hohen Drehzahlen Vorteile. Darauf aufbauend sollte für ein mit Abgas verdünntes Brennverfahren eine höchstmögliche Intensität der Ladungsbewegung angestrebt werden. Bei der Gestaltung der Einlasskanäle sind hierbei auch kleinere Durchflussbeiwerte zu tolerieren, da die geringeren Verluste durch realen Brennverlauf, reale HC- und CO-Emissionen sowie reale Schwerpunktlage die geringfügig höheren Ladungswechselverluste kompensieren.

Ein weiteres Ergebnis des Diskurses zur Motorkonfiguration bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas ist, dass die Erhöhung der Kühlmitteltemperatur auf die Verringerung der Wandwärmeverluste nur einen vernachlässigbaren Einfluss besitzt. Jedoch kann hierdurch der in der Teillast bei einer Ladungsverdünnung mit Abgas zunehmenden Bedeutung von Quench-Effekten entgegengewirkt werden. Darüber hinaus resultieren in der Teillast Vorteile durch geringere mechanische Verluste. In der Voll-Last sind demgegenüber hauptsächliche Nachteile durch eine höhere Kühlmitteltemperatur zu verzeichnen. Da im transienten Motorbetrieb eine Umschaltung der Kühlmitteltemperatur aufgrund der thermischen Trägheit des Systems schwierig zu realisieren und das thermodynamische Optimierungspotenzial gering ist, kann eine Erhöhung der Kühlmitteltemperatur für ein mit Abgas verdünntes

Brennverfahren nicht empfohlen werden.

Die optimale Motorkonfiguration für eine Ladungsverdünnung mit Abgas ergibt sich aus der Kombination der unterschiedlichen Einflussfaktoren. Aus der Abwägung von Vor- und Nachteilen resultiert hierfür eine gemäßigte Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses in Verbindung mit einer gesteigerten Intensität der Ladungsbewegung. Damit können daneben auch noch Synergieeffekte erzielt werden. In der Voll-Last wirkt beispielsweise eine höhere Intensität der Ladungsbewegung der stärkeren Neigung zur klopfenden Verbrennung bei einem größeren Verdichtungsverhältnis entgegen. Aus den daraus entstehenden gestiegenen Wirkungsgradpotenzialen verringern sich außerdem die Anforderungen an die Aufladeaggregate. In der Teillast führen beide Einflussfaktoren zu einer Ausweitung der Verträglichkeit des Brennverfahrens gegenüber einer Ladungsverdünnung mit Abgas. Dadurch kann der Entdrosselungseffekt einer Ladungsverdünnung stärker genutzt werden. Da die Mechanismen zur Wirkungsgradsteigerung durch eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses und der Intensität der Ladungsbewegung in der Teillast unterschiedlich sind, ist in diesem Lastbereich darüber hinaus von einer additiven Ergänzung der Wirkungsgradpotenziale auszugehen.

9 Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Dissertation wurden die Wirkungsgradpotenziale einer Ladungsverdünnung an einem aufgeladenen Ottomotor untersucht. Dafür kam die thermodynamische Brennverfahrensanalyse mit einer detaillierten Verlustteilung zum Einsatz. Der Ausgangspunkt zur Bewertung des Wirkungsgradpotenzials einer Ladungsverdünnung stellt die Anwendung der Verlustteilung auf den Versuchsmotor in der Basiskonfiguration dar. Dadurch konnten die bedeutsamen Verlustanteile an der Wirkungsgradkette identifiziert und systematisiert werden.

Im gesamten Lastbereich des Motors besitzt der Verlust durch reale Kalorik einen entscheidenden Anteil. Er ist durch die Temperaturabhängigkeit der Stoffeigenschaften determiniert. In der Teillast sind die Ladungswechselverluste durch die quantitative Lastregelung des Ottomotors von Bedeutung. Selbst bei dem in dieser Arbeit betrachteten aufgeladenen Motor mit einem vergleichsweise kleinen Hubraum können die Ladungswechselverluste nicht vernachlässigt werden. Die Voll-Last sowie die voll-lastnahen Bereiche sind vor allem durch die Verluste durch reale Schwerpunktlage und reale HC- und CO-Emissionen gekennzeichnet. Dabei besitzen die Verluste durch reale Schwerpunktlage bei geringen Drehzahlen und die Verluste durch reale HC- und CO-Emissionen bei hohen Drehzahlen einen besonderen Stellenwert. Die Bedeutung der Verluste durch reale HC- und CO-Emissionen geht vor allem auf die Notwendigkeit unterstöchiometrischer Verbrennungsluftverhältnisse zur Einhaltung der maximal zulässigen Temperatur von abgasführenden Bauteilen zurück. Die Verluste durch reale Schwerpunktlage sind hingegen durch das Auftreten einer klopfenden Verbrennung bestimmt. Im Bereich hoher Drehzahlen stehen die beiden Verlustanteile außerdem in einer gegenseitigen Wechselwirkung zueinander.

Der Wirkungsgrad des Idealprozesses umrahmt die gesamte Wirkungsgradkette des Motors. Er ist alleinig von dem Verdichtungsverhältnis abhängig und definiert das theoretische Grenzpotenzial des Brennverfahrens. Die Neigung zur klopfenden Verbrennung legt das maximal mögliche Verdichtungsverhältnis fest. Es stellt somit einen Kompromiss aus dem Verhalten des Motors in der Voll-Last und den Wirkungsgraden in der Teillast dar.

Durch eine Ladungsverdünnung sollen die aufgeführten Verluste positiv beeinflusst und deren gegenseitige Abhängigkeiten aufgelöst werden. Grundsätzlich sind dabei zwei Verfahren zu unterscheiden: Die Ladungsverdünnung mit Luft und mit Abgas. Bei einer Ladungsverdünnung mit Luft wird eine geringere Kraftstoffmenge eingespritzt, als für die angesaugte Frischluftmenge mindestens notwendig ist. Bei der Ladungsverdünnung mit Abgas bestehen mehrere Umsetzungsmöglichkeiten. Es kann dadurch ein entscheidender Einfluss auf die Eigenschaften des zurückgeführten Abgases ausgeübt werden. Die interne Abgasrückführung ist durch eine hohe Temperatur und Reaktivität charakterisiert. Sie wird durch die Ventilsteuerzeiten gesteuert und eignet sich insbesondere für die Teillast. Bei

der externen Abgasrückführung kann die Temperatur des zurückgeführten Abgases durch einen Wärmetauscher reguliert werden. Auch eine katalytische Behandlung des Abgases zur Umsetzung unverbrannter Kraftstoffanteile ist realisierbar. Für die Aufladeaggregate ist weiterhin die Wahl der Entnahme- und Einleitungsstelle von Bedeutung. Sie können bei einer Abgasturboaufladung sowohl vor als auch nach dem Verdichter oder der Turbine liegen. Es lassen sich damit die Temperaturen, Drücke und Stoffeigenschaften beeinflussen.

Der Vergleich der beiden Varianten zur Ladungsverdünnung zeigt bezüglich der Stoffeigenschaften Vorteile für die Ladungsverdünnung mit Luft auf. Sowohl der Verlust durch reale Ladung als auch der durch reale Kalorik profitiert hierbei stärker von einer Ladungsverdünnung mit Luft. In Relation zu einem unverdünnten Brennverfahren besitzt aber auch die Ladungsverdünnung mit Abgas große Vorteile. Weiteren Nutzen versprechen beide Verfahren zur Ladungsverdünnung im Hinblick auf die Wandwärmeverluste aufgrund ihrer temperatursenkenden Wirkung im Hochdruck-Prozess. Dazu kommen unterschiedliche Einflüsse in bestimmten Lastbereichen des Motors. In der Teillast wird die laminare Brenngeschwindigkeit durch die Ladungsverdünnung mit Abgas deutlich stärker gesenkt als durch die mit Luft. Das wirkt sich negativ auf die Verluste durch realen Brennverlauf aus. In der Voll-Last ist die Abgasrückführung demgegenüber durch eine geringere Neigung zur klopfenden Verbrennung gekennzeichnet. Das ist wiederum vorteilhaft für die Verluste durch reale Schwerpunktlage. Eine abschließende Bewertung ist letztendlich davon abhängig, in welchem Lastbereich des Motorkonzeptes spezielle Vorteile erzielt werden sollen. Im Fall dieser Arbeit liegt der Fokus auf dem bestmöglichen Kompromiss zwischen der Teillast und der Voll-Last. Darüber hinaus führt die Forderung nach einer Abgasnachbehandlung mittels eines Dreiwegekatalysators zur Festlegung auf die Ladungsverdünnung mit Abgas.

Versuchstechnisch werden in dieser Arbeit eine gekühlte externe und eine interne Abgasrückführung untersucht. Die externe Abgasrückführung besitzt eine Entnahme des Abgases nach dem Katalysator und eine Einleitung vor dem Verdichter bzw. Kompressor bei zweistufiger Aufladung. Sie kommt sowohl in der Teillast als auch in der Voll-Last zur Anwendung. Die interne Abgasrückführung wird im Vergleich dazu nur in der Teillast bewusst variiert. Das geschieht hier durch eine Verstellung der Ventilsteuerzeiten mittels Ein- und Auslassnockenwellensteller. In den Betriebspunkten der Voll-Last ist eine interne Abgasrückführung nicht sinnvoll, da sich hierdurch die Neigung zur klopfenden Verbrennung verstärkt. Ein gewisser Abgasanteil an der Zylinderladung, der auch als Restgas bezeichnet wird, ist dennoch nicht vermeidbar. Er wird durch entsprechende Ventilsteuerzeiten möglichst gering sowie auch bei stark veränderlichen Druckverhältnissen im Ein- und Auslassstrakt als auch unterschiedlichen externen Abgasgehalten konstant gehalten.

Die Ergebnisse der Teillast zeigen, dass durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas die Ladungswechselverluste verringert werden können. Gleichzeitig wachsen jedoch die Verluste durch realen Brennverlauf an und kompensieren den Wirkungsgradgewinn durch einen besseren Ladungswechsel vollständig. Weiterhin weisen die Verluste durch reale HC-

und CO-Emissionen eine steigende Tendenz mit einem zunehmenden Abgasgehalt auf. Sie wirken der Abnahme der Ladungswechselverluste ebenfalls entgegen. Im Unterschied dazu sind die Verluste durch reale Kalorik und Wandwärme ebenfalls positiv durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas beeinflusst. Sie sind das entscheidende Element für eine Wirkungsgradsteigerung in der Teillast durch eine Ladungsverdünnung mit Abgas. Die maximalen effektiven Wirkungsgrade finden sich bei dem Betriebspunkt in der unteren Teillast vor allem bei einem hohen internen Abgasgehalt. In der mittleren Teillast erweisen sich ausgeglichene Mischungsverhältnisse aus internem und externem Abgasgehalt als vorteilhaft. Innerhalb der Untersuchungen in der Teillast konnte nachgewiesen werden, dass sich eine hohe Temperatur des intern zurückgeführten Abgases positiv auf die erzielbare Wirkungsgradsteigerung auswirkt.

In der Voll-Last konnte des Weiteren bewiesen werden, dass eine gekühlte externe Abgasrückführung die Temperaturen im Hochdruck-Prozess als auch die Abgastemperaturen senkt, sofern ein stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis vorliegt. Gleichmaßen nimmt die Neigung zur klopfenden Verbrennung ab. Es lassen sich dadurch bedeutende Wirkungsgradpotenziale in den Verlusten durch reale Schwerpunktlage und reale Kalorik erzielen. Außerdem sind durch den Einsatz einer gekühlten externen Abgasrückführung understöchiometrische Verbrennungsluftverhältnisse vermeidbar. Hierdurch können die Verluste durch reale HC- und CO-Emissionen nachhaltig gesenkt werden. Der effektive Wirkungsgrad wächst jedoch nicht in gleicher Weise an. Zum einen nehmen die Reibungsverluste durch die höheren Drücke im Zylinder zu. Zum anderen ist die Bereitstellung der notwendigen Ladedrücke in Abhängigkeit der Strategie zur Aufladung verlustbehaftet. Bei der Abgasturboaufladung sind es die Ladungswechselverluste, die sich nennenswert erhöhen. Bei der mechanischen Aufladung kann von der Antriebsarbeit des Kompressors nur ein geringer Anteil thermodynamisch in Form einer positiven Ladungswechselsarbeit genutzt werden. Der weitaus größere Anteil ist rein dissipativ. Das führt in der Folge zu einem Anstieg des Hochdruck-Mitteldruckes des Motors, woraus wiederum eine Vergrößerung der Verluste durch reale Schwerpunktlage resultiert.

Die Erkenntnisse der Untersuchungen zur Ladungsverdünnung mit Abgas in der Voll-Last zeigen, dass die Aufladung den begrenzenden Faktor im Hinblick auf die erreichbaren Wirkungsgradgewinne darstellt. Aus theoretischen Betrachtungen konnte herausgearbeitet werden, dass die Ursache dafür hauptsächlich in einer Abnahme der Temperaturen vor der Turbine bei einer gleichzeitigen Zunahme der Temperaturen vor dem Verdichter liegt. Einen geringen Anteil tragen außerdem ungünstigere Stoffeigenschaften dazu bei. Es ist hierbei zu beachten, dass diese Feststellungen in dieser Form nur für eine Niederdruck-Abgasrückführung gelten. Innerhalb dieser Arbeit konnte weiterhin belegt werden, dass durch eine geeignete Wahl der Aufladeaggregate und -strategie nochmals deutliche Wirkungsgradgewinne in den aufgeladenen Lastbereichen des Motors möglich sind. Dabei bietet sich eine einstufige Abgasturboaufladung mit einer variablen Turbinengeometrie an. In einem weiten Drehzahlbereich ist damit eine optimale Turbinengröße vorhanden, was

sich positiv auf den Wirkungsgrad und die Leistungsabgabe der Turbine auswirkt. Die aus der Abgasturboaufladung resultierenden erhöhten Ladungswechselverluste sind gesamtlich betrachtet den Verlusten durch eine mechanische Aufladung vorzuziehen.

Generell sind auch weitere Parameter der Motorkonfiguration für ein ladungsverdünntes Brennverfahren im Hinblick auf höchstmögliche effektive Wirkungsgrade zu hinterfragen. In dieser Arbeit wurden dahin gehend das Verdichtungsverhältnis, die durch die Einlasskanalgeometrie generierte Ladungsbewegung und die Kühlmitteltemperatur betrachtet. Dabei zeigt sich die Steigerung der Ladungsbewegung als einziger Einflussfaktor sowohl in der Voll-Last als auch der Teillast als ein wirkungsvolles Mittel zur Wirkungsgradsteigerung. Es ist jedoch zu beachten, dass eine intensivere Ladungsbewegung in der Voll-Last gleichermaßen auf ein verdünntes als auch ein unverdünntes Brennverfahren einen positiven Einfluss ausübt. In diesem Lastbereich besteht somit kein systemischer Vorteil aus der Kombination einer Ladungsverdünnung mit Abgas und einer intensiveren Ladungsbewegung. Das ist in der Teillast anders. Dort profitieren stark verdünnte Betriebspunkte stärker von der gesteigerten Intensität der Ladungsbewegung als unverdünnte. Bei den übrigen betrachteten Einflussparametern sind lediglich in der Teillast positive Auswirkungen zu erzielen. Das sind zum einen die Erhöhung der Robustheit des Brennverfahrens gegenüber einer Ladungsverdünnung mit Abgas und zum anderen die Verbesserung der effektiven Wirkungsgrade. In der Voll-Last zeigen sich im direkten Vergleich bei einem identischen externen Abgasgehalt eine höhere Kühlmitteltemperatur und ein höheres Verdichtungsverhältnis mit Nachteilen gegenüber der Basiskonfiguration des Versuchsmotors. Auch hier sind allerdings deutliche Steigerungen des effektiven Wirkungsgrades durch den Einsatz der gekühlten externen Abgasrückführung erzielbar. Infolgedessen kann das Ausgangsniveau des Basismotors ohne eine Ladungsverdünnung wieder erreicht oder sogar übertroffen werden.

Aus dem Diskurs zur optimalen Motorkonfiguration für ein ladungsverdünntes Brennverfahren kann geschlussfolgert werden, dass eine gemäßigte Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses in Verbindung mit einer gesteigerten Intensität der Ladungsbewegung die größtmöglichen Wirkungsgradpotenziale ohne erhebliche Nachteile in der Voll-Last bietet. Eine höhere Kühlmitteltemperatur in der Kombination mit einem höheren Verdichtungsverhältnis ist dagegen nicht zu empfehlen. Das ist damit zu begründen, dass das thermodynamische Optimierungspotenzial der höheren Kühlmitteltemperatur nur gering ist. Der Wirkungsgradgewinn stellt sich hauptsächlich durch kleinere mechanische Verluste ein. Hierbei erscheint es sinnvoller, diese durch andere Maßnahmen zur Reduktion der Reibung zu erreichen, die weniger negative Auswirkungen auf das Verhalten des Motors in der Voll-Last besitzen.

Bei der Wahl der Strategie der Abgasrückführung ist in der Teillast die interne Abgasrückführung vorzuziehen. Für die Umsetzung sind grundsätzlich einfache Ein- und Auslassnockenwellensteller ausreichend. Zur weitreichenden Ausnutzung des Temperatureffektes des intern zurückgeführten Abgases erscheinen aber auch Ventiltriebe vorteilhaft,

die neben der Phasenlage auch die Steuerbreite variieren können. In der Voll-Last ist dagegen die gekühlte externe Abgasrückführung für das Brennverfahren Erfolg versprechend. Die Absicherung des transienten Verhaltens des Motors bei einem negativen Lastsprung ist hierbei gegeben. Das Brennverfahren ist in der Lage die in der Voll-Last notwendigen externen Abgasgehalte auch in der Teillast zu tolerieren, wenngleich hierdurch nicht die wirkungsgradoptimale Ladungsverdünnung eingestellt wird.

Zusammenfassend können durch die Technologie der Abgasrückführung die Abhängigkeiten eines ottomotorischen Brennverfahrens zwischen der Teillast und der Voll-Last in gewissem Umfang aufgelöst und die Effizienz gesteigert werden. Ferner gelingt es hierdurch die Problembereiche von Downsizing-Motoren deutlich abzuschwächen. Die Abgasnachbehandlung mittels eines Dreiwegekatalysators ist dabei weiterhin möglich. Im Vergleich zu einem konventionellen Downsizing-Motor ist jedoch aufgrund der Aufladung mit einer Reduzierung der maximalen darstellbaren effektiven Mitteldrücke und damit der Literleistung des Motors zu rechnen.

Anhang

A Zwei-Zonen-Modell von Heider

Das Modell von Heider [Hei96] wurde im Rahmen einer Untersuchung zur Vorausberechnung der NO-Emission von direkteinspritzenden Dieselmotoren entwickelt [HZ93, HZ96]. Darin wird die NO-Bildung nach Zeldovich zugrunde gelegt, die in der verbrannten Zone hinter der Flammenfront abläuft und stark von der Temperatur abhängt. Für eine Berechnung der gebildeten NO-Rate ist somit insbesondere bei der heterogenen Gemischbildung des direkteinspritzenden Dieselmotors eine realitätsnahe Bestimmung der Temperaturverteilung und Stoffkonzentration im Brennraum notwendig. In dieser Arbeit wird das Modell von Heider nur zur Berechnung der Temperaturen in den verschiedenen Zonen verwendet.

Das Zwei-Zonen-Modell von Heider beruht auf folgenden Grundlagen: Der Brennraum wird in eine verbrannte und eine unverbrannte Zone eingeteilt. Das Verbrennungsluftverhältnis λ_v in der verbrannten Zone ist konstant. Die Massen beider Zonen sind dadurch eindeutig über den Brennverlauf festgelegt. Als Besonderheit stützt sich das Modell auf den Ergebnissen der Prozessrechnung mittels nulldimensionalen Ein-Zonen-Modells ab (Druckverlauf, Druckerhöhung infolge der Verbrennung, mittlere Gastemperatur im Zylinder sowie ermittelter Brennverlauf). Es sind dadurch keine Differenzialgleichungen zur Berechnung der Temperaturänderung in den beiden Zonen notwendig. Die Rechenzeiten bei der Anwendung des Modells von Heider sind damit sehr gering. Als einziger empirischer Faktor muss die Aufteilung der freigesetzten Energie auf die verbrannte und unverbrannte Zonen bestimmt werden. Diese Aufteilung legt die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Zonen und das Temperaturniveau in der unverbrannten Zone fest. Diese Annahme ist auch in anderen Mehrzonen-Modellen immer notwendig [HZ96]. Als Grundlage zur Ermittlung des empirischen Faktors wird, analog zur bewährten Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten nach Woschni [Wos70], der Verbrennungseinfluss anhand der Differenz zwischen dem theoretischen Schlepp- und Zylinderdruck verwendet.

Die Randbedingungen des Modells von Heider machen eine problemlose Übertragbarkeit auf ottomotorische Brennverfahren möglich [Mer09]. Insbesondere die Tatsache, dass keine Annahmen hinsichtlich der Aufteilung der nur gesamtheitlich zu bestimmenden Wandwärmeverluste auf die beiden Zonen notwendig sind, erleichtert die Handhabung. Da der empirische Faktor für die Aufteilung der freigesetzten Energie hauptsächlich auf der turbulenten Vermischung beider Zonen und weniger auf den Wärmetransport durch Strahlung und Konvektion beruht, bestehen auch in diesem Punkt keine wesentlichen Unterschiede bei der Anwendung des Modells von Heider auf otto- und dieselmotorische Brennverfahren. Der empirische Faktor muss bei ottomotorischen Brennverfahren lediglich konstant gehalten werden. Des Weiteren ist das Verbrennungsluftverhältnis λ_v der verbrannten Zone dem globalen Verbrennungsluftverhältnis λ_{gl} gleich zu setzen [Mer09].

B Berechnung des Energieinhaltes der Abgasemissionen

Für die Berechnung des Energieinhaltes der HC- und CO-Emissionen im Abgas werden folgende Gleichungen verwendet:

$$Q_{hc+co} = Q_{hc} + Q_{co} \quad (B.1)$$

$$Q_{hc} = Q_{zu} \left[\frac{[HC]}{1 \cdot 10^6} (1 + \lambda L_{st}) \right] \quad (B.2)$$

$$Q_{co} = Q_{zu} \left[\frac{[CO]_v}{1 \cdot 10^6} \left(4.5 - 7 \frac{[CO]_v}{1 \cdot 10^6} \right) \right] \quad (B.3)$$

Darin sind nur die CO-Emissionen $[CO]_v$ berücksichtigt, die nicht aus einer unterstöchiometrischen Verbrennung resultieren.

$$[CO]_v = [CO] \frac{1 + \lambda L_{st}}{1 + \lambda_v L_{st}} \quad (B.4)$$

Das Verbrennungsluftverhältnis λ_v in Gleichung (B.4) ist wie folgt angenähert:

$$\lambda_v = 1 - \frac{[CO]}{1 \cdot 10^6} \left(3.28 - 5.092 \frac{[CO]}{1 \cdot 10^6} \right) \quad (B.5)$$

mit: $[HC]$ HC-Emissionen in ppm
 $[CO]$ CO-Emissionen in ppm

Der Energieinhalt des Abgases durch ein unterstöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis ergibt sich aus:

$$Q_{anf} = Q_{zu} \left(\frac{1}{1.3733 \lambda - 0.3733} - 1 \right) \quad (B.6)$$

C Temperatur- und Druckabhängigkeit der Stoffeigenschaften

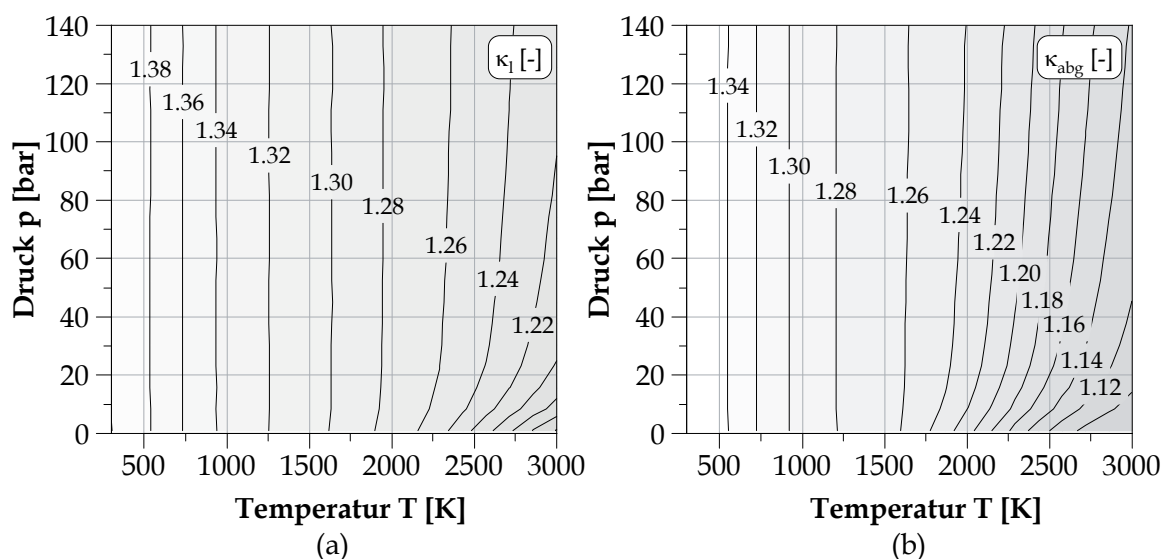


Abbildung C.1: Temperatur- und Druckabhängigkeit des Isentropenexponenten für ausgewählte Gasmische nach dem Berechnungsmodell von Grill [Gri06, Gri08]: (a) Luft, (b) Abgas mit stöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis

D Ausgleichsgeraden der AI50-Lagen aus Abschnitt 6.3.1

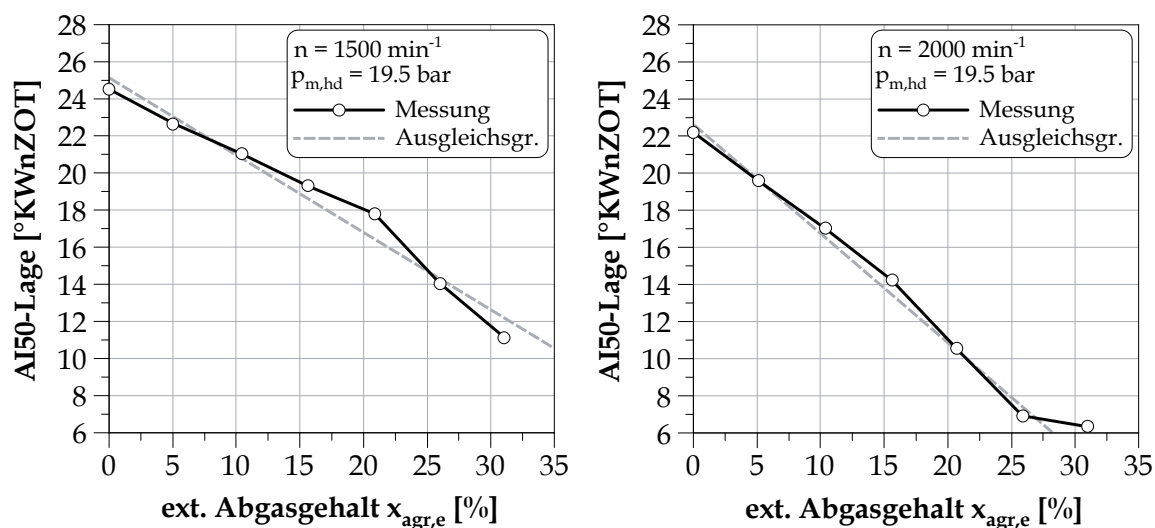


Abbildung D.2: AI50-Lage und lineare Ausgleichsgerade bei kleinen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)

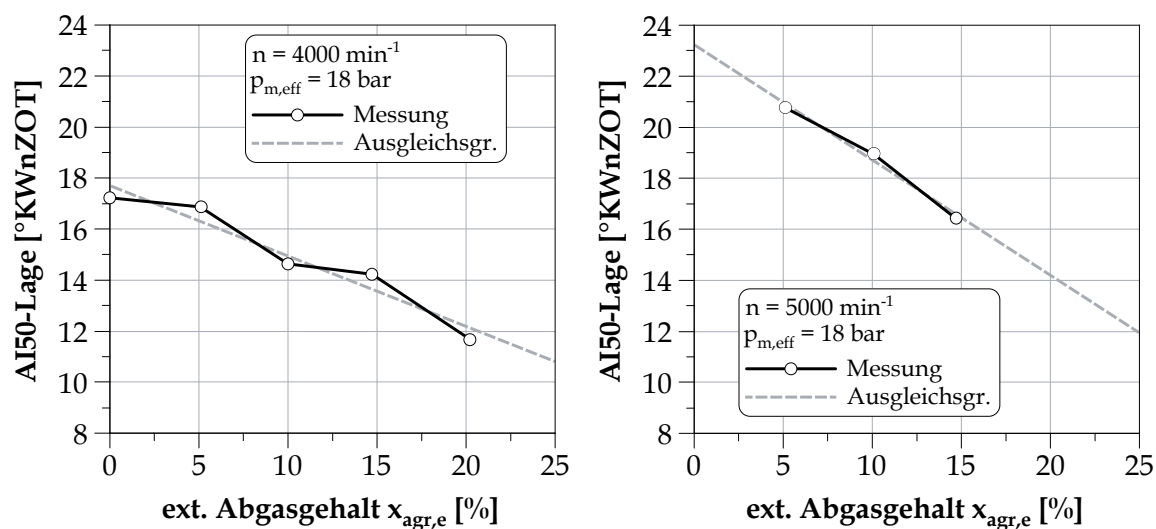


Abbildung D.3: AI50-Lage und lineare Ausgleichsgerade bei hohen Drehzahlen (Konfiguration: Basis)

E Effektives Verdichtungsverhältnis und idealer Wirkungsgrad

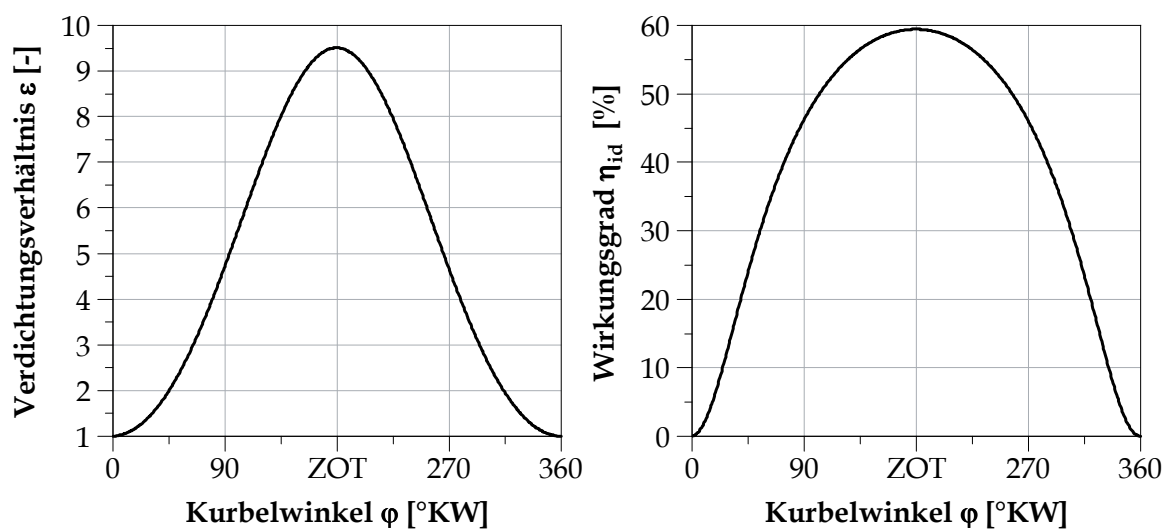


Abbildung E.4: Effektives Verdichtungsverhältnis und daraus resultierender Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses in Abhängigkeit des Kurbelwinkels ($\kappa = 1.4$, Konfiguration: Basis)

F Herleitung der I. Turboladerhauptgleichung

Die I. Turboladerhauptgleichung leitet sich aus der Beziehung ab, dass die Leistung des Verdichters P_v und der Turbine P_t miteinander im Gleichgewicht stehen [PZ12].

$$P_v = -P_t \quad (\text{F.7})$$

Für die Leistung des Verdichters gilt:

$$P_v = \dot{m}_v \frac{1}{\eta_{v,is} \cdot \eta_{v,m}} w_{v,is} \quad (\text{F.8})$$

$$= \dot{m}_v \frac{1}{\eta_{v,is} \cdot \eta_{v,m}} \bar{c}_{p,ans}(T) T_{1,t} \left[\left(\frac{p_{2,t}}{p_{1,t}} \right)^{\frac{\bar{\kappa}_{ans}(T)-1}{\bar{\kappa}_{ans}(T)}} - 1 \right] \quad (\text{F.9})$$

mit: $p_{1,t}, T_{1,t}$ totale Werte für Druck und Temperatur am Verdichtereintritt
 $p_{2,t}$ totaler Druck am Verdichteraustritt

und für die Leistung der Turbine:

$$P_t = \dot{m}_t \cdot \eta_{t,is} \cdot \eta_{t,m} \cdot w_{t,is} \quad (\text{F.10})$$

$$= \dot{m}_t \cdot \eta_{t,is} \cdot \eta_{t,m} \cdot \bar{c}_{p,abg}(T) T_{3,t} \left[\left(\frac{p_4}{p_{3,t}} \right)^{\frac{\bar{\kappa}_{abg}(T)-1}{\bar{\kappa}_{abg}(T)}} - 1 \right] \quad (\text{F.11})$$

mit: $p_{3,t}, T_{3,t}$ totale Werte für Druck und Temperatur am Turbineneintritt
 p_4 statischer Druck am Turbinenaustritt

Der Gesamtwirkungsgrad des Abgasturboladers η_{atl} ergibt sich aus dem Produkt der einzelnen isentropen und mechanischen Wirkungsgrade.

$$\eta_{atl} = \eta_{v,is} \cdot \eta_{v,m} \cdot \eta_{t,is} \cdot \eta_{t,m} \quad (\text{F.12})$$

Werden die Definitionsgleichungen für die Leistung des Verdichters und der Turbine aus Gleichung (F.9) und (F.11) in Gleichung (F.7) eingesetzt und mit Gleichung (F.12) vereinfacht, lässt sich durch entsprechende Umformung die I. Turboladerhauptgleichung aufstellen. Aufgelöst nach dem Verdichterdruckverhältnis lautet sie folgendermaßen:

$$\frac{p_{2,t}}{p_{1,t}} = \left\{ 1 + \eta_{atl} \frac{\dot{m}_t}{\dot{m}_v} \frac{\bar{c}_{p,abg}(T)}{\bar{c}_{p,ans}(T)} \frac{T_{3,t}}{T_{1,t}} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{3,t}} \right)^{\frac{\bar{\kappa}_{abg}(T)-1}{\bar{\kappa}_{abg}(T)}} \right] \right\}^{\frac{\bar{\kappa}_{ans}(T)}{\bar{\kappa}_{ans}(T)-1}} \quad (\text{F.13})$$

G Berechnung strömungsmechanischer Größen

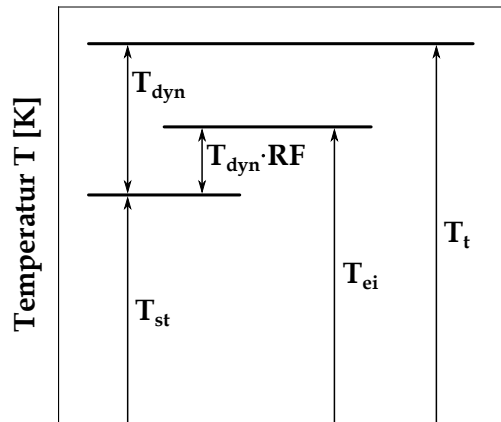


Abbildung G.5: Zusammenhänge zwischen Eigentemperatur sowie dynamischer, statischer und totaler Temperatur (nach [Kra08])

In einer Gasströmung lassen sich aus messtechnischen Gründen nur der statische Druck sowie die Eigentemperatur T_{ei} bestimmen [Kra08]. Eine direkte Messung der statischen oder totalen Temperatur ist nicht möglich, da das Fluid an der Oberfläche der Thermoelemente durch Reibung abgebremst und aufgestaut wird. Es kommt somit zu einer Erwärmung der unmittelbaren Umgebung. Die durch das Thermoelement messtechnisch erfassbare Eigentemperatur gibt demzufolge die Temperatur der aufgestauten Gasschicht wieder [Ihl09]. Diese liegt zwischen der statischen und der totalen Temperatur. Mit Hilfe des Recovery-Factors RF kann von der Eigentemperatur auf die statische Temperatur geschlossen werden. Abbildung G.5 verdeutlicht die Zusammenhänge. Für die in dieser Arbeit verwendeten Thermoelemente wird ein Recovery-Factor von 0.68 verwendet. Die Berechnung der statischen und totalen Temperatur erfolgt nach folgenden Gleichungen:

$$T_{st} = T_{ei} - RF \frac{c^2}{2 c_p(T)} \quad (G.14)$$

$$T_t = T_{st} + \frac{c^2}{2 c_p(T)} \quad (G.15)$$

Die darin enthaltene Strömungsgeschwindigkeit berechnet sich mit $c = \dot{m}/\rho A$ sowie der Dichte $\rho = p/R T$. Da die spezifische Wärmekapazität von der Temperatur abhängt, ist ein iterativer Berechnungsprozess für die statische und die totale Temperatur notwendig. Weiterhin kann mit der Kenntnis von statischer und dynamischer Temperatur der totale Druck an der Mess-Stelle berechnet werden. Es gilt hierfür:

$$p_t = p_{st} \left(\frac{T_t}{T_{st}} \right)^{\frac{c_p(T)}{R}} \quad (G.16)$$

Literaturverzeichnis

- [AGM07] ALGER, T. ; GINGRICH, J. ; MANGOLD, B.: *The Effect of Hydrogen Enrichment on EGR Tolerance in Spark Ignited Engines*. SAE-Paper 2007-01-0475, 2007
- [Alm85] ALMSTADT, K.: *Einfluß des Gemischzustandes an der Zündkerze auf die Entflammungsphase im Ottomotor*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 1985
- [Alt05] ALTENSCHMIDT, F.: *Grundsatzuntersuchungen zu einem ottomotorischen Brennverfahren mit Direkteinspritzung und Aufladung*, Universität Karlsruhe, Diss., 2005
- [AMRG12] ALGER, T. ; MANGOLD, B. ; ROBERTS, C. ; GINGRICH, J.: *The Interaction of Fuel Anti-Knock Index and Cooled EGR on Engine Performance and Efficiency*. SAE-Paper 2012-01-1149, 2012
- [And00] ANDRIAN, S. von: *Untersuchungen zur Schichtung von rückgeführtem Abgas im Ottomotor*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 2000
- [AVL10] AVL LIST GMBH: *IndiPar - User's Guide*. Bedienungsanleitung, 2010
- [Bab11] BABIC, G.: *Untersuchung verschiedener Betriebsstrategien zur Benzinselbstzündung in Ottomotoren mit Direkteinspritzung und vollvariablem Ventiltrieb*, Universität Stuttgart, Diss., 2011
- [Bar91] BARGENDE, M.: *Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren*, Technische Universität Darmstadt, Diss., 1991
- [Bar95] BARGENDE, M.: Schwerpunkt-Kriterium und automatische Klingelerkennung : Bausteine zur automatischen Kennfeldoptimierung bei Ottomotoren. In: *MTZ* 56 (1995), S. 632 – 638
- [BBF01] BARGENDE, M. ; BURKHARDT, C. ; FROMMELT, A.: Besonderheiten der thermodynamischen Analyse von DE-Ottomotoren. In: *MTZ* 62 (2001), S. 56 – 68
- [BGG⁺03] BURKHARDT, C. ; GNIELKA, M. ; GOSSWEILER, C. ; KARST, D. ; SCHNEPF, M. ; BERG, J. von ; WOLFER, P.: Ladungswechseloptimierung durch die geeignete Kombination von Indiziermesstechnik, Analyse und Simulation. In: *9. Tagung: „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“; Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz*, 2003
- [Bir11] BIRKIGT, A.: *Analyse von Vorentflammungsphänomenen an hoch aufgeladenen Ottomotoren mit Direkteinspritzung*, Universität Erlangen-Nürnberg, Diss., 2011

- [Bun12] BUNSEN, E.-P.: *Beitrag zur Arbeitsprozessoptimierung hochaufgeladener Ottomotoren*, Universität Magdeburg, Diss., 2012
- [Böw00] BÖWING, R.: *Der Einfluß von Zündung und Zylinderinnenströmung auf die Verbrennung in Ottomotoren mit hoher Ladungsverdünnung*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 2000
- [BWLP13] BREITBACH, H. ; WALTNER, A. ; LANDENFELD, T ; PORTEN, G.: Magere Schichtverbrennung beim Ottomotor. In: MTZ 5 (2013), S. 370 – 377
- [CBI06] CAIRNS, A. ; BLAXILL, H. ; IRLAM, G.: *Exhaust Gas Recirculation for Improved Part and Full Load Fuel Economy in a Turbocharged Gasoline Engine*. SAE-Paper 2006-01-0047, 2006
- [CFB08] CAIRNS, A. ; FRASER, N. ; BLAXILL, H.: *Pre Versus Post Compressor Supply of Cooled EGR for Full Load Fuel Economy in Turbocharged Gasoline Engines*. SAE-Paper 2008-01-0425, 2008
- [Chi99] CHIODI, M.: *Literaturrecherche zum Thema Wandtemperaturmodell / FVV Vorhaben Nr. 722*. 1999. – Forschungsbericht
- [Dan08] DANIEL, M.: *Bestimmung der Zylinderfüllung und deren Zusammensetzung im Einzelzyklus beim direkteinspritzenden Ottomotor*, Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg, Diss., 2008
- [DE093] DE000004133277A1: *Einrichtung zur Untersuchung der Strömungsbewegung in zylindrischen Bauteilen*. Anmelder: FEV Motorentechnik GmbH & Co KG, Erfinder: Breuer, M. ; Endres, H. ; Neußer, H.-J., 1993. – Patent
- [DE001] DE000020109773U1: *Einrichtung zur Untersuchung der Strömungsbewegung eines gasförmigen Mediums in einem Zylinderraum*. Anmelder: FEV Motorentechnik GmbH & Co KG, 2001. – Patent
- [DIN76] DIN 1940: *Verbrennungsmotoren; Hubkolbenmotoren, Begriffe, Formelzeichen, Einheiten*. 1976
- [Dre12] DREVES, J.: *Messwertgestützte Berechnung der gasdynamischen Schwingung in Ansaug- und Abgassystemen von Verbrennungsmotoren zur Verbesserung der Ladungswechselrechnung*, Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg, Diss., 2012
- [EKP08] EICHLSEDER, H. ; KLÜTING, M. ; PIOCK, W. F.: *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2008
- [Eng09] ENGİNOS GMBH: *Tiger Bedienungsanleitung*. Bedienungsanleitung, 2009

- [Eri99] ERIKSSON, L.: *Spark Advance Modeling and Control*, Universität Linköping, Diss., 1999
- [ESSW09] EIFLER, W. ; SCHLÜCKER, E. ; SPICHER, U. ; WILL, G.: *Küttner Kolbenmaschinen*. 7. Auflage. Vieweg+Teubner, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2009
- [ETJ05] EINEWALL, P. ; TUNESTÅL, P. ; JOHANSSON, B.: *Lean Burn Natural Gas Operation vs. Stoichiometric Operation with EGR and a Three Way Catalyst*. SAE-Paper 2005-01-0250, 2005
- [EW11] EILTS, P. ; WOLF, R.: *Motorenvergleich - Quantitative Unterschiede verschiedener dieselmotorischer Arbeitsprozesse*. In: 13. Tagung: „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“; Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, 2011
- [Fri07] FRICKE, F. M.: *Untersuchungen zu aufgeladenen ottomotorischen Magerbrennverfahren*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 2007
- [Fuc12] FUCHS, T.: *Analyse unterschiedlicher Ladungswechsel-Phasing-Varianten an einem Turbo-Ottomotor mit vollvariablem mechanischem Einlassventiltrieb*, Technische Universität Kaiserslautern, Diss., 2012
- [GBR91] GARDINER, D. P. ; BARDON, M. F. ; RAO, V. K.: *Effects of prompt EGR on warm-up and steady state fuel consumption and emissions*. SAE-Paper 912374, 1991
- [GCBB07] GRILL, M. ; CHIOLDI, M. ; BERNER, H.-J. ; BARGENDE, M.: *Berechnung der thermodynamischen Stoffwerte von Rauchgas und Kraftstoffdampf beliebiger Kraftstoffe*. In: MTZ 68 (2007), S. 398 – 406
- [GDB⁺02] GRANDIN, B. ; DENBRATT, I. ; BOOD, J. ; BRACKMANN, C. ; BENGTSSON, P.-E. ; GOGAN, A. ; MAUSS, F. ; SUNDÉN, B.: *Heat Release in the End-Gas Prior to Knock in Lean, Rich and Stoichiometric Mixtures With and Without EGR*. SAE-Paper 2002-01-0239, 2002
- [GE04] GÜNTHER, M. ; ELSNER, N. ; FISCHER, M. (Hrsg.): *Ladungswechseloptimierung unter Einbeziehung eines Klopfkriteriums*. In: *Klopfregelung für Ottomotoren*. Haus der Technik Fachbuch, Bd. 31, Expert-Verlag, Renningen, 2004
- [Geb93] GEBAUER, K.: *Steuerung Abgasrückführung / FVV Vorhaben Nr. 521*. 1993. – Forschungsbericht
- [Gel06] GELLER, W.: *Thermodynamik für Maschinenbauer*. 4. Auflage. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2006
- [GF07] GROTE, K.-H. (Hrsg.) ; FELDHOUSEN, J. (Hrsg.): *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. 22. Auflage. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2007

- [GH79] GRUDEN, D. ; HAHN, R.: *Performance, Exhaust Emission and Fuel Consumption of an IC Engine Operating with lean Mixtures*. Inst. of Mech. Eng., London, Paper C 111/79, 1979
- [GJM⁺07] GABRIEL, H. ; JACOB, S. ; MÜNKE, U. ; RODENHÄUSER, H. ; SCHMALZ, H.-P.: Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie für Ottomotoren. In: MTZ 02 (2007), S. 96 – 103
- [Gül84] GÜLDER, Ö. L.: *Correlations of laminar combustion data for alternative S.I. Engine fuels*. SAE-Paper 841000, 1984
- [GnSO98] GRANDIN, B. ; ÅNGSTRÖM, H.-E. ; STÄLHAMMAR, P. ; OLOFSSON, E.: *Knock Suppression in a Turbocharged SI Engine by Using Cooled EGR*. SAE-Paper 982476, 1998
- [Gol05] GOLLOCH, R.: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2005
- [Gri99] GRIGO, M. A. W.: *Gemischbildungsstrategien und Potential direkteinspritzender Ottomotoren im Schichtladebetrieb*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 1999
- [Gri06] GRILL, M.: *Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren*, Universität Stuttgart, Diss., 2006
- [Gri08] GRILL, M.: *Entwicklung eines allgemeingültigen, thermodynamischen Zylindermoduls für alle bekannten Brennverfahren / FVV-Vorhaben Nr. 869. 2008. – Forschungsbericht*
- [Guh11] GUHR, C.: *Verbesserung von Effizienz und Dynamik eines hubraumkleinen turboaufgeladenen 3-Zylinder-DI-Ottomotors durch Abgasrückführung und ein neues Ladeluftkühlkonzept*, Technische Universität Dresden, Diss., 2011
- [Hab00] HABERMANN, K.: *Untersuchungen zum Brennverfahren hochaufgeladener PKW-Ottomotoren*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 2000
- [Hai04] HAIDER, G.: *Die mechanische Aufladung : Kompressoraufladung, Überblick und Analyse*. Eigenverlag, Wien, 2004
- [Hei96] HEIDER, G.: *Rechenmodell zur Vorausschätzung der NO-Emission von Dieselmotoren*, Technische Universität München, Diss., 1996
- [Hei11] HEINS, S.: *Ein Rechenmodell zur Abbildung und Prädiktion von Brennverläufen turboaufgeladener Ottomotoren*, Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg, Diss., 2011

- [Hey88] HEYWOOD, J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill Book company, New York, 1988
- [HMB⁺09] HOFFMEYER, H. ; MONTEFRANCESCO, E. ; BECK, L. ; WILLAND, J. ; ZIEBART, F. ; MAUSS, F.: *CARE – CAlytic Reformed Exhaust Gases in Turbocharged DISI-Engines*. SAE-Paper 2009-01-0503, 2009
- [Hoh80] HOHENBERG, G.: *Experimentelle Erfassung der Wandwärme von Kolbenmotoren*. Technische Universität Graz, Habil., 1980
- [Hoh82] HOHENBERG, G. ; LENZ, H. P. (Hrsg.): *Der Verbrennungsablauf - ein Weg zur Beurteilung des motorischen Prozesses*. In: 4. Wiener Motoren-Symposium. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1982
- [Hoh92] HOHLBAUM, B.: *Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickstoffoxid-Bildung schnelllaufender Hochleistungsdieselmotoren*, Universität Karlsruhe, Diss., 1992
- [Hun10] HUNGER, M.: *Kombiniertes, homogenes Brennverfahren mit hohen Abgasrückführraten für den Ottomotor*, Technische Universität Dresden, Diss., 2010
- [HWZ01] HOPPE, N. ; WEBERBAUER, F. ; ZEILINGER, K.: *Modellierungsverfahren für den Benzin-Direkteinspritzer-Verbrennungsprozess / FVV-Vorhaben Nr. 711*. 2001. – Forschungsbericht
- [HZ93] HEIDER, G. ; ZEILINGER, K.: *Schadstoffbildung: Berechnung der Schadstoffemissionen von Dieselmotoren, Teil: 1 / FVV-Vorhaben Nr. 480*. 1993. – Forschungsbericht
- [HZ96] HEIDER, G. ; ZEILINGER, K.: *Schadstoffbildung: Berechnung der Schadstoffemissionen von Dieselmotoren, Teil: 2 / FVV-Vorhaben Nr. 602*. 1996. – Forschungsbericht
- [Ihl09] IHLE, S.: *Experimentelle Bestimmung des Recoveryfaktors einer Temperatursonde*, Technische Universität Wien, Bachelorarbeit, 2009
- [Jae84] JAEGER, P. de: *Einfluss der Stoffeigenschaften der Verbrennungsgase auf die Motorprozessrechnung*. Technische Universität Graz, Habil., 1984
- [Joo06] JOOS, F.: *Technische Verbrennung : Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2006
- [KBSS02] KÖHLER, U. ; BARGENDE, M. ; SCHWARZ, F. ; SPICHER, U.: *Entwicklung eines allgemeingültigen Restgasmodells für Verbrennungsmotoren / FVV Vorhaben Nr. 740*. 2002. – Forschungsbericht
- [KGNM11] KRATZSCH, M. ; GÜNTHER, M. ; NICKLITZSCH, S. ; MEDICKE, M.: *Qualitätsgeregelter Ottomotor - Ein Weg mit Zukunftspotenzialen*. In: MTZ 72 (2011), S. 652 – 659


- [Kle04] KLEINSCHMIDT, W. ; FISCHER, M. (Hrsg.): *Die Klopfgrenze bei Ottomotoren. In: Klopfregelung für Ottomotoren.* Haus der Technik Fachbuch, Bd. 31, Expert-Verlag, Renningen, 2004
- [KLGW08] KÖNIGSTEIN, A. ; LARSSON, P.-I. ; GREBE, U. D. ; WU, K.-J. ; LENZ, H. P. (Hrsg.): *Differenzierte Analyse von Downsizing-Konzepten. In: 29. Internationales Wiener Motorensymposium.* VDI-Verlag, Düsseldorf, 2008
- [Kli95] KLINGENBERG, H.: *Automobil-Messtechnik.* Bd. C: Abgasmeßtechnik. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1995
- [KLKH09] KULZER, A. ; LEJSEK, D. ; KIEFER, A. ; HETTINGER, A.: *Pressure Trace Analysis Methods to Analyze Combustion Features and Cyclic Variability of Different Gasoline Combustion Concepts.* SAE-Paper 2009-01-0501, 2009
- [KPS00] KREBS, R. ; POTT, E. ; STIEBELS, B.: *Die Abgasnachbehandlung für FSI-Motoren von Volkswagen. In: Symposium: Entwicklungstendenzen bei Ottomotoren, Ostfildern,* 2000
- [Kra08] KRATZER AUTOMATION: *Berechnung der Leistungskennwerte an Abgasturbolader-Prüfständen.* Bedienungsanleitung, 2008
- [Kro05] KRONICH, A.: *Methodik zur Entwicklung eines vollvariablen Ventiltriebes,* Technische Universität Kaiserslautern, Diss., 2005
- [Kub07] KUBERCZYK, R.: *Wirkungsgradoptimaler Ottomotor / FVV Vorhaben Nr. 875.* 2007. – Forschungsbericht
- [Löb06] LÖBBERT, P.: *Möglichkeiten und Grenzen der Teillaststeuerung von Ottomotoren mit vollvariablem Ventilhub,* Technische Universität Dresden, Diss., 2006
- [LES97] LUMSDEN, G. ; EDDLESTON, D. ; SYKES, R.: *Comparing lean burn and EGR.* SAE-Paper 970505, 1997
- [Lie97] LIESEN, W.: *Einfluß externer und interner Abgasrückführung auf das HC-Emissionsprofil im ottomotorischen Abgas,* Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 1997
- [LSH⁺05] LANG, O. ; SALBER, W. ; HAHN, J. ; PISCHINGER, S. ; HORTMANN, K. ; BÜCKER, C.: *Thermodynamical and Mechanical Approach Towards a Variable Valve Train for the Controlled Auto Ignition Combustion Process.* SAE-Paper 2005-01-0762, 2005
- [Lud11] LUDWIG, O.: *Eine Möglichkeit zur echtzeitfähigen, physikalisch-basierten Motorprozessanalyse auf der Grundlage zeitlich fusionierter Messdaten,* Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg, Diss., 2011
- [Man09] MANZ, P.-W.: *Indizierttechnik an Verbrennungsmotoren.* Vorlesungsskript, 2009

- [MBA12] MAHR, B. ; BLAXILL, H. ; ATTARD, W. ; LENZ, H. P. (Hrsg.): *Application and Potential of an Ultra Lean, Low NOx Combustion to Reduce Emissions of Nitrogen Oxides and Fuel Consumption*. In: 33. Internationales Wiener Motorensymposium. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2012
- [Mer09] MERKER, G. P. ; SCHWARZ, C. (Hrsg.): *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. 4. Auflage. Vieweg+Teubner, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2009
- [MFP⁺07] MÜLLER, R. ; FELDHAUS, G. ; PANTOW, E. ; EDWARDS, S. ; FINKELDEI, T. ; TRAPP, R. ; NEUBAUER, M. ; KAPUS, P.: Reduzierung der CO₂-Emissionen eines Turbo-DI-Ottomotors durch gekühlte AGR und optimierte Regelung des Kühlsystems. In: 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2007
- [Mil07] MILOCCO, A.: *Ein flexibles, semi-empirisches Verbrennungsmodell für unterschiedliche ottomotorische Brennverfahren*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2007
- [MK82] METGHALCHI, M. ; KECK, J. C.: Burning velocities of Mixtures of Air with Methanol, Isooctane and Indolence of High pressure and Temperature. In: *Combustion and Flame* 48 (1982), S. 191 – 210
- [MSR⁺07] MÜNZ, S. ; SCHMIDT, P. ; RÖMUSS, C. ; BRUNE, K.-H. ; SCHIFFER, H.-P.: *Turbocharger for emission concepts with low-pressure-end exhaust-gas recirculation*. BorgWarner Knowledge Library, 2007
- [MSSO04] MERKER, G. P. ; SCHWARZ, C. ; STIESCH, G. ; OTTO, F.: *Verbrennungsmotoren*. 2. Auflage. B.G. Teubner Verlag, Wiesbaden, 2004
- [Nes09] NESS, E.: *Untersuchung des Potentials unterschiedlicher Abgasrückführungsstrategien am abgasturboaufgeladenen Ottomotor mit Benzindirekteinspritzung*, Technische Universität Braunschweig, Diplomarbeit, 2009
- [Nit10] NITSCHKE, H.: *Verringerung der Partikelemissionen eines aufgeladenen Ottomotors mit Benzindirekteinspritzung im transienten Betrieb durch die Anwendung von Mehrfacheinspritzungen*, Universität Magdeburg, Diplomarbeit, 2010
- [Pet04] PETERS, H.: *Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Abgasrückführung und Abgasschichtung beim Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren*, Universität Karlsruhe, Diss., 2004
- [Pöh01] PÖHLS, A.: *Untersuchung eines Verfahrens zur gesteuerten Abgasrückführung bei Ottomotoren*, Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg, Diss., 2001
- [PKS09] PISCHINGER, R. ; KLELL, M. ; SAMS, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 3. Auflage. Springer-Verlag, Wien New York, 2009

- [PKSV84] PISCHINGER, F. ; KNOCHE, K. F. ; SPICHER, U. ; VELJI, A.: Kohlenwasserstoff - Emission I / FVV-Vorhaben Nr. 299. 1984. – Forschungsbericht
- [PZ12] PUCHER, H. ; ZINNER, K.: *Aufladung von Verbrennungsmotoren - Grundlagen, Berechnungen, Ausführungen*. 4. Auflage. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2012
- [RL80] RYAN, T. W. ; LESTZ, S. S.: *The Laminar Burning Velocity of Isooctane, n-Heptane, Methanol, Methane and Propane at Elevated Temperature and Pressures in the Presence of a Diluent*. SAE-Paper 800103, 1980
- [Rob05] ROBERT BOSCH GMBH (Hrsg.): *Ottomotor-Management*. 3. Auflage. Vieweg+Teubner, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2005
- [Sar06] SARGENTI, R.: *Numerische Ermittlung von Brennraumwandtemperaturen bei Verbrennungsmotoren*, Universität Stuttgart, Diss., 2006
- [Sar09] SARIKOÇ, F.: *Untersuchungen zur Reduzierung der Stickoxidemissionen bei modernen Brennverfahren für Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung*, Universität Karlsruhe, Diss., 2009
- [Sau11] SAUER, C.: *Steuerung der ottomotorischen Selbstzündung*, Universität Stuttgart, Diss., 2011
- [Sch99] SCHEELE, M.: *Potentialabschätzung zur Verbesserung des indizierten Wirkungsgrades kleinvolumiger Ottomotoren*, Leibnitz Universität Hannover, Diss., 1999
- [Sch05] SCHWARZ, F.: *Untersuchungen zur Bestimmung und Beschreibung des Restgasverhaltens von 4-Takt-Verbrennungsmotoren*, Universität Karlsruhe, Diss., 2005
- [Sch06] SCHOLZ, I.: *Einfluss des Zylinderdruckverlaufes auf den Reibmitteldruck eines Benzinmotors mit Direkteinspritzung*, Universität Magdeburg, Diss., 2006
- [Süd88] SÜDHAUS, N.: *Möglichkeiten und Grenzen der Inertgassteuerung für Ottomotoren mit variablen Ventilsteuerzeiten*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 1988
- [SDB⁺09] SAUERSTEIN, R. ; DABROWSKI, R. ; BECKER, M. ; SCHMALZL, H.-P. ; CHRISTMANN, R.: Die Doppelstrom-VTG von BorgWarner - Ein neues Aufladekonzept für DI-Ottomotoren. In: *14. aufladetechnische Konferenz, Technische Universität Dresden*, 2009
- [Sta13] STATISTISCHES BUNDESAMT: *Daten zur Energiepreisentwicklung - Lange Reihen von Januar 2000 bis Mai 2013*. Wiesbaden, 2013
- [TGHK04] TOPINKA, J. ; GERTY, M. ; HEYWOOD, J. ; KECK, J.: *Knock Behavior of a Lean-Burn, H₂ and CO Enhanced, SI Gasoline Engine Concept*. SAE-Paper 2004-01-0975, 2004

- [Thö94] THÖNE, H. J.: *Untersuchung von Einflußgrößen auf das Klopfen von Ottomotoren unter besonderer Beachtung der internen Abgasrückführung*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 1994
- [The89] THEISSEN, M.: *Untersuchung zum Restgaseinfluß auf den Teillastbetrieb des Ottomotors*, Ruhr-Universität Bochum, Diss., 1989
- [Tie97] TIELKES, U.: *Untersuchung einer geschichteten Abgasrückführung für Ottomotoren*, Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg, Diss., 1997
- [TSG⁺11] TSCHÖKE, H. ; SCHULTALBERS, M. ; GOTTSCHALK, W. ; HUTHÖFER, E.-M. ; JORDAN, A.: Thermodynamische Optimierungskriterien für die Zündzeitpunktabstimmung moderner Ottomotoren. In: *MTZ* 72 (2011), S. 68 – 73
- [Umw06] UMWELTBUNDESAMT: *Feldüberwachung von Otto- und Diesel Pkw und leichten Nfz der Grenzwertstufen EURO3, D4 und EURO4: Überprüfung der Einhaltung der Anforderungen zu den Schadstoffemissionen und der Kfz-Geräuschvorschriften sowie zur Aktualisierung der Emissionsfaktoren (Feldüberwachung 6)*. RWTÜV-Fahrzeug GmbH / Institut für Fahrzeugtechnik, Essen, 2006
- [Url95] URLAUB, A.: *Verbrennungsmotoren : Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion*. 2. Auflage. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1995
- [Vib70] VIBE, I. I.: *Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren*. VEB Verlag Technik, Berlin, 1970
- [Vog75] VOGT, R.: *Beitrag zur rechnerischen Erfassung der Stickoxidbildung am Dieselmotor*, Universität Stuttgart, Diss., 1975
- [Vog09] VOGT, M.: *Aufladesysteme für Ottomotoren im Vergleich*, Technische Universität Berlin, Diss., 2009
- [Wag99] WAGNER, C.: *Untersuchung der Abgasrückführung an Otto- und Dieselmotor*, Technische Universität Darmstadt, Diss., 1999
- [WDPT04] WINKLHOFER, E. ; DINGER, D. ; PHILIPP, H. ; TATSCHL, R. ; FISCHER, M. (Hrsg.): *Verbrennungsentwicklung für den Motorbetrieb an der Klopfgrenze*. In: *Klopfregelung für Ottomotoren*. Haus der Technik Fachbuch, Bd. 31, Expert-Verlag, Renningen, 2004
- [Wel98] WELLER, R.: *Lastangepasste Einlaßströmung zur Verbesserung der AGR-Verträglichkeit*, Universität Karlsruhe, Diss., 1998
- [WF86] WATANABE, E. ; FUKUTANI, I.: *Knock reduction of spark-ignition engines by EGR*. SAE-Paper 860034, 1986

- [WGn00] WESTIN, F. ; GRANDIN, B. ; ÅNGSTRÖM, H.-E.: *The Influence of Residual Gases on Knock in Turbocharged SI-Engines*. SAE-Paper 2000-01-2840, 2000
- [Wim02] WIMMER, A.: *Analyse und Simulation des Arbeitsprozesses von Verbrennungsmotoren*. Technische Universität Graz, Habil., 2002
- [Wit99] WITT, A.: *Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten*, Technische Universität Graz, Diss., 1999
- [WLE⁺09] WIESKE, P. ; LÜDDECKE, B. ; EWERT, S. ; ELSÄSSER, A. ; HOFFMANN, H. ; TAYLOR, J. ; FRASER, N.: Optimierung von Dynamik und Verbrauch beim Ottomotor durch Technikkombinationen. In: MTZ 70 (2009), S. 850 – 857
- [Wol11] WOLF, R.: Technologietransfer zur Übertragung von CO₂- und Schadstoffemissionspotentialen zwischen verschiedenen Motorarten. Zwischenbericht / FVV-Vorhaben Nr. 1019. 2011. – Forschungsbericht
- [Wos70] WOSCHNI, G.: Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. In: MTZ 31 (1970), S. 491 – 499
- [WRK⁺05] WEBERBAUER, F. ; RAUSCHER, M. ; KULZER, A. ; KNOPF, M. ; BARGENDE, M.: Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren. In: MTZ 66 (2005), S. 120 – 124
- [WSG⁺03] WOLTERS, P. ; SALBER, W. ; GEIGER, J. ; DUESMANN, M. ; DILTHEY, J.: *Controlled Auto Ignition Combustion Process with an Electromechanical Valve Train*. SAE-Paper 2003-01-0032, 2003
- [Wur94] WURMS, R.: *Einfluß einlaßseitig erzeugter Ladungsbewegung auf das Betriebsverhalten von Vierventil-Ottomotoren*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 1994
- [Yoo00] YOON, P.: *Closed-Loop Control of Spark Advance and Air-Fuel Ratio in SI Engines Using Cylinder Pressure*. SAE-Paper 2000-01-0933, 2000



Gegenstand der vorliegenden Arbeit ist die Untersuchung der Wirkungsgradpotenziale einer Ladungsverdünnung mit Abgas an aufgeladenen Ottomotoren. Die Bewertung beruht auf der Grundlage einer nulldimensionalen Brennverfahrensanalyse messtechnisch erfasster Daten. Es wird hierauf eine Systematik zur Verlustteilung des Arbeitsprozesses eines Verbrennungsmotors angewendet.

Die Betrachtung der Ladungsverdünnung mit Abgas umfasst den gesamten Betriebsbereich des Motors. Dadurch ist sowohl die interne als auch die externe Abgasrückführung von Interesse. Insbesondere der Vergleich beider Strategien zur Ladungsverdünnung in der Teillast zeigt neue Erkenntnisse hinsichtlich der Wirkungsweisen und Mischungsverhältnisse auf. In der Voll-Last liegt der Fokus auf der externen Abgasrückführung. Es werden auch hier die Wirkmechanismen herausgearbeitet sowie die Zusammenhänge und Auswirkungen auf die Aufladung identifiziert.

Ein weiterer Bestandteil der Arbeit ist der Diskurs zur Motorkonfiguration. Hierin werden erstmals die Abhängigkeiten der Ladungsverdünnung mit Abgas auf wichtige Auslegungsparameter des Motors beschrieben. Es lassen sich damit Schlussfolgerungen auf grundlegende Kriterien zur wirkungsgrad-optimalen Auslegung eines ladungsverdünnten Brennverfahrens ziehen.

**SHAKER
VERLAG**

ISSN 2364-3862

ISBN 978-3-8440-3634-3

